



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

NÁVRH VÍROVÉ TURBINY PRO MVE HOVĚZÍ

THE SWIRL TURBINE DESIGN FOR SMALL WATER POWER HOVĚZÍ.

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Ing. ŠTĚPÁN OLIVA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. MILOSLAV HALUZA, CSc.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Ing. Štěpán Oliva

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení (2302T019)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh vírové turbíny pro MVE Hovězí

v anglickém jazyce:

The swirl turbine design for small water power Hovězí.

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Na zadané parametry průtoku a spádu navrhnete vhodné řešení zpracování hydraulické energie lokality vírovou turbinou.

Cíle diplomové práce:

Navrhnete oběžné kolo, proved'te konstrukční výkres stroje. Proved'te základní konstrukční výpočty.

Seznam odborné literatury:

- [1] Nechleba, M.: Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství. SNTL Praha, 1962.
- [2] Fleischner, P., Nechleba, M.: Hydromechanika lopatkových strojů. Skripta VUT v Brně, 1976.
- [3] Nechleba, M., Druckmüller, M.: Vodní turbíny I. Skripta VUT v Brně, 1990.
- [4] Šob, F., Habán, V., Haluza, M.: Charakteristiky modelových turbin VUT - FSI pro velké průtoky a malé spády. Číslo zprávy VUT-EU-QR-37-00, VUT v Brně, 2000.
- [5] Haluza, M.: Určení hlavních rozměrů vírových turbin v závislosti na výkonu a otáčkách. Číslo zprávy VUT-EU 13303-QR-06-06, VUT v Brně, 2006.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

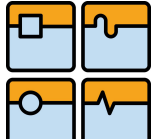
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/09.

V Brně, dne 1.12.2008 10:11:



Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

| | | |
|--|--|--------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 3 |
| | DIPLOMOVÁ PRÁCE | |

ABSTRAKT

Cílem této práce byl návrh na zpracování hydroenergetického potenciálu malého vodního toku v obci Hovězí u Vsetína. K přeměně vodní energie byla zvolená nová technologie vírové turbíny v násoskovém uspořádání. Jedná se o novou koncepci modifikované Kaplanovy turbíny, která dokáže pracovat i při velmi malých spádech. Je charakteristická vyššími otáčkami a vyšší hltností.

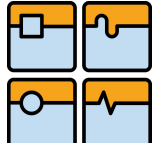
klíčová slova: vírová turbína, oběžné kolo, malá vodní elektrárna, energetika

SUMMARY

The aim of this work was to develop a proposal regarding hydro-energy potential of small flows of water through the city „Hovězí near Vsetín“. The available water energy was used for running a Swirl Turbine featuring a siphon arrangement. This new concept makes use of a modified Kaplan Turbine, operating at small water heads. It operates also at higher revolutions and has higher discharge.

keywords: swirl turbine, runner, small hydroelectric power station, energetics

OLIVA, Š. *Návrh vírové turbíny pro MVE Hovězí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 64 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

| | | |
|--|--|--------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 4 |
| | DIPLOMOVÁ PRÁCE | |

Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pod vedením vedoucího diplomové práce.

Brno, květen 2009

Štěpán Oliva

Poděkování:

Úvodem této diplomové práce bych rád poděkoval všem, kteří mi poskytli potřebné informace k dané problematice, zvláště pak děkuji svému vedoucímu diplomové práce panu docentovi ing. Miloslavovi Haluzovi CSc. za cenné rady, připomínky a náměty, kterými mně významně pomohl ke zpracování zadaného tématu.

Brno, květen 2009

Štěpán Oliva

Seznam symbolů a označení

| | | | |
|------------------|--|------------------|--|
| h | hloubka vody v náhonu [m] | η_H | účinnost turbíny η_m přepočítaná podle Huttona [%] |
| H | celkový spád turbíny ($H=3,0\text{m}$) | η_g | průměrná účinnost generátoru [%] |
| H_b | hrubý spád (brutto) [m] | η_{tr} | průměrná účinnost trafa [%] |
| H_n | čistý spád (netto) [m] | η_c | celková účinnost [%] |
| $H_{bč}$ | hrubý spád snížený o ztráty na česlích [m] | E | výroba elektrické energie [Wh] |
| H_s | spád skutečné turbíny [m] | E_c | celoroční výroba elektrické energie [Wh] |
| H_m | spád modelové turbíny [m] | β | tvarový součinitel česlic [-] |
| H_{max} | maximální spád turbíny [m] | t | šířka česlic [m] |
| Q | průtok vody kanálem [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] | b | šířka mezery mezi česlicemi [m] |
| Q_T | průtok turbinou, resp. turbinami [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] | v_{ξ} | přítoková rychlost před česlicemi [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] |
| Q_{11} | jednotkový průtok turbinou [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] | $v_{m\check{c}}$ | rychlost mezi česlicemi [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] |
| S | plocha průtočného profilu [m^2] | g | gravitační zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] |
| v | rychlost vody [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] | α | sklon česlic od vodorovné roviny (30 až 70°) |
| C | Chézyho rychlostní součinitel [$\text{m}^{1/2} \cdot \text{s}^{-1}$] | Δh_{ξ} | tlaková ztráta na česlích [m] |
| R | hydraulický poloměr [m] | τ_{Dk} | dovolené napětí v krutu [MPa] |
| O | omočený obvod [m] | $\tau_{k,max}$ | provozní napětí v krutu [MPa] |
| I | sklon dna [%] | d_h | průměr hřídele [m] |
| K | modul průtoku ($K=S \cdot C \cdot R^{1/2}$) | k_s | bezpečnostní součinitel hřídele pro přenos M_k [-] |
| P_T | výkon turbíny [W] | ω | úhlová rychlost hřídele [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$] |
| P_{el} | výkon na prahu elektrárny [W] | W_k | průřezový modul hřídele v krutu [m^4] |
| n | otáčky turbíny [min^{-1}] | M_k | krouťící moment [$\text{N} \cdot \text{m}$] |
| n_{11} | jednotkové otáčky turbíny [min^{-1}] | p_D | střední dotykový tlak [MPa] |
| D_T | průměr oběžného kola turbíny [m] | f_k | součinitel přídavných sil vznikajících vlivem nepřesností |
| D_s | průměr oběžného kola skutečné turbíny [m] | f_d | součinitel přídavných sil, které vznikají působením strojů |
| D_m | průměr oběžného kola modelové turbíny [m] | P_{dyn} | ekvivalentní dynamické zatížení (N) |
| D_v | průměr vtokového objektu [m] | F_{ax} | axiální složka zatížení ložiska (N) |
| ξ_{vt} | součinitel místní vtokové ztráty [-] | Y | axiální součinitel zatížení [-] |
| ξ_{kz} | součinitel místní ztráty kónického zúžení potrubí [-] | F_{rad} | radiální složka zatížení ložiska (N) |
| ξ_{kr} | součinitel místní ztráty kónického rozšíření potrubí [-] | X | radiální součinitel zatížení [-] |
| ξ_{vy} | součinitel místní ztráty na výtoku [-] | t_h | hloubka drážky v hřídeli pro pero [m] |
| z_{vt} | tlaková ztráta na vtoku [m] | t_l | hloubka drážky v náboji pro pero [m] |
| z_{kz} | tlaková ztráta kónickým zúžením potrubí [m] | l_p | délka pera [m] |
| z_{kr} | tlaková ztráta kónickým rozšířením potrubí [m] | F_k | zatěžující síla hřídele v krutu [N] |
| z_{vt} | tlaková ztráta na výtoku [m] | p_h | tlakové zatížení spoje [MPa] |
| δ | úhel kónického zúžení potrubí [°] | F_H | síla působící na oběžnou lopatku [N] |
| $2 \cdot \theta$ | úhel difuzornosti savky [°] | z_L | počet lopatek oběžného kola [-] |
| l | délka savky [m] | | |
| η_T | účinnost turbíny [%] | | |
| η_m | modelová účinnost turbíny [%] | | |

Seznam použitých zkratk

| | |
|------|---------------------------------|
| MVE | malá vodní elektrárna |
| ČSN | Česká státní norma |
| ČOV | čistírna odpadních vod |
| OZE | obnovitelné zdroje energie |
| ČHMÚ | Český hydrometeorologický ústav |
| VT | vírová turbína |
| OK | oběžné kolo |

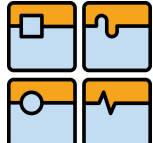
Indexy

| | |
|------|---|
| $T1$ | vírová turbína VT-1 s hlností $700 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ |
| $T2$ | vírová turbína VT-2 s hlností $300 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ |

OBSAH

| | | |
|-----------|--|-----------|
| A. | ÚVOD..... | 8 |
| B. | TEORETICKÁ ČÁST..... | 8 |
| 1 | MALÉ VODNÍ ELEKTRÁRNY (MVE)..... | 8 |
| 1.1 | HISTORIE MALÝCH VODNÍCH ELEKTRÁREN..... | 8 |
| 1.2 | VYUŽITÍ ENERGIE VODY MALÝMI VODNÍMI ELEKTRÁRNAMI..... | 9 |
| 1.2.1 | Základní kategorizace MVE..... | 9 |
| 1.2.2 | Současný trend v České republice..... | 9 |
| 1.2.3 | Legislativa v energetice..... | 10 |
| 1.2.4 | Problematika ekologie výstavby a provozu MVE..... | 10 |
| 1.3 | HLAVNÍ ČÁSTI HYDROENERGETICKÝCH DĚL..... | 12 |
| 1.4 | STROJNÍ ZAŘÍZENÍ..... | 13 |
| 1.4.1 | Rozdělení turbin..... | 13 |
| 1.5 | PROBLEMATIKA VELMI MALÝCH SPÁDŮ..... | 14 |
| 2 | VÍROVÁ TURBINA..... | 15 |
| 2.1 | DOSAVADNÍ STAV TECHNIKY..... | 15 |
| 2.2 | PODSTATA VÍROVÉ TURBINY..... | 15 |
| 2.3 | VÝHODY VÍROVÉ TURBINY..... | 16 |
| 2.4 | VÝVOJ VÍROVÉ TURBINY..... | 16 |
| 2.4.1 | Hydraulické řešení stroje..... | 17 |
| 2.4.2 | Vývoj vírové turbíny 2-VT-200 v násoskovém uspořádání..... | 17 |
| 3 | PROBLEMATIKA VTOKOVÝCH VÍRŮ..... | 17 |
| 3.1 | Vznik a vývoj vírů..... | 18 |
| 4 | ELEKTROTECHNICKÁ ZAŘÍZENÍ MVE..... | 18 |
| 4.1 | SYNCHRONNÍ GENERÁTOR..... | 19 |
| 4.2 | ASYNCHRONNÍ GENERÁTOR..... | 19 |
| 5 | POSTUP PŘI REALIZACI MVE..... | 20 |
| 5.1 | PŘEDPROJEKTOVÁ PŘÍPRAVA..... | 20 |
| 5.2 | STAVEBNÍHO POVOLENÍ..... | 20 |
| 5.3 | REALIZACE..... | 21 |
| 5.3.1 | Posouzení realizací podle některých kritérií..... | 21 |
| 6 | EKONOMICKÉ HODNOCENÍ PROJEKTŮ..... | 22 |
| C. | PRAKTICKÁ ČÁST - VLASTNÍ ŘEŠENÍ..... | 22 |
| 7 | NÁVRH ŘEŠENÍ MVE..... | 22 |
| 8 | POPIS NÁHONU..... | 22 |
| 8.1 | SPRÁVCE VODNÍHO TOKU..... | 23 |
| 9 | VÝBĚR VHODNÉ TECHNOLOGIE..... | 23 |
| 10 | PROJEKTOVÁ PŘÍPRAVA MVE..... | 23 |
| 10.1 | HYDROLOGICKÉ ÚDAJE O TOKU..... | 23 |
| 10.1.1 | Hydrologické podklady..... | 24 |
| 10.1.2 | Povodí Vsetínské Bečvy..... | 24 |
| 10.2 | DISPOZIČNÍ USPOŘÁDÁNÍ MVE..... | 25 |
| 10.2.1 | Úprava toku..... | 25 |
| 10.3 | HYDROTECHNICKÉ ŘEŠENÍ..... | 26 |

| | | |
|--------|--|----|
| 10.3.1 | Základní parametry hydroenergetického díla | 26 |
| 10.3.2 | Hydraulické řešení Mlýnského náhonu pro ustálené rovnoměrné proudění | 26 |
| 10.3.3 | Zhodnocení lokality z hydrologického hlediska | 29 |
| 10.3.4 | Návrh česlí | 31 |
| 10.4 | HLAVNÍ ČÁSTI SOUSTROJÍ | 33 |
| 10.4.1 | Celková dispozice turbíny | 33 |
| 10.5 | HYDRAULICKÉ ŘEŠENÍ NÁSOSKY | 33 |
| 10.5.1 | Nebezpečí vzniku vtokových vírů | 39 |
| 10.5.2 | Dimenzování zavzdušňovacího ventilu | 40 |
| 10.6 | ŘEŠENÍ OBĚŽNÉHO KOLA | 40 |
| 10.7 | HYDROENERGETICKÉ ŘEŠENÍ | 44 |
| 10.7.1 | Hydroenergetický potenciál vodního toku | 44 |
| 10.7.2 | Celková roční výroba elektrické energie | 44 |
| 10.8 | PEVNOSTNÍ VÝPOČTY | 49 |
| 10.8.1 | Hřídel | 49 |
| 10.8.2 | Dimenzování pera | 49 |
| 10.8.3 | Ložiska | 51 |
| 11 | ELEKTROTECHNICKÁ ČÁST MVE | 53 |
| 11.1 | PROVOZOVÁNÍ GENERÁTORU | 53 |
| 11.2 | SCHÉMA ZAPOJENÍ MVE ELEKTRO | 54 |
| 12 | POŽADAVKY NA MATERIÁL | 54 |
| 12.1 | VÝBĚR MATERIÁLU | 54 |
| 12.2 | NEREZ OCEL | 54 |
| 12.3 | OCHRANA PŘED KOROZÍ | 54 |
| D. | ZÁVĚR – TECHNICKÝ POPIS | 55 |
| E. | SEZNAM OBRÁZKŮ | 58 |
| F. | SEZNAM TABULEK | 58 |
| G. | SEZNAM GRAFŮ | 58 |
| H. | SEZNAM GRAFICKÝCH PŘÍLOH | 58 |
| I. | SEZNAM VÝKRESŮ | 58 |
| J. | SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY | 58 |
| K. | FOTODOKUMENTACE | 60 |
| L. | GRAFICKÉ PŘÍLOHY | 62 |

| | | |
|--|--|--------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 8 |
| | DIPLOMOVÁ PRÁCE | |

A. ÚVOD

Koloběh vody v přírodě představuje neustále se obnovující zdroj energie. Nejběžnější způsob využívání tohoto potenciálu představuje přeměna energie vodního toku v energii elektrickou prostřednictvím vodních elektráren. Takto získaná energie patří k ekonomicky nejvýhodnějším a z hlediska vlivu na životní prostředí k šetrným způsobům, tzv. ekologicky čistému způsobu výroby. Kromě toho mají vodní elektrárny, na rozdíl od většiny jiných zdrojů, schopnost v krátké době naběhnout do provozu a téměř okamžitě dodávat energii na plný výkon.

Na našem území je již většina energeticky vhodných říčních profilů využita, velký potenciál ovšem skýtají vodní toky se spádem do tří metrů. Takové lokality se dříve využívaly obvykle pro pohon mlýnů a pil, ojediněle k získávání elektrické energie pomocí Kaplanovy turbíny za cenu relativně nízkých účinností a vysokých pořizovacích nákladů.

V této práci jsem řešil možnost využití malého vodního toku v obci Hovězí u Vsetína se spádem tři metry. Pro tento účel jsem použil nový hydraulický návrh oběžného kola - dvoulopatkovou vírovou turbínu. Vírová turbína představuje technicky i ekonomicky zajímavou technologii. Je konstrukčně jednoduchá, nepotřebuje drahý rozvaděč, může být spojena s generátorem bez převodovky a současně dosahuje uspokojivé účinnosti. Samotné násoskové uspořádání neklade tak velké investiční požadavky na stavbu MVE v porovnání s přímoproudým uspořádáním (zde jsou velké nároky na vybudování strojovny, spodní stavby elektrárny, zakládání, apod.).

Současně však podotýkám, že turbína v násoskovém uspořádání nedosáhne srovnatelných účinností jako u přímoproudého řešení. Je to dáno zejména jednoduchým, ale méně příznivým hydraulickým obvodem MVE s násoskou.

B. TEORETICKÁ ČÁST

1 MALÉ VODNÍ ELEKTRÁRNY (MVE)

1.1 HISTORIE MALÝCH VODNÍCH ELEKTRÁREN

Vodní energie patří k nejdéle využívaným obnovitelným zdrojům primární energie. První zmínky o využití vodní síly vedou až do starověku (r. 1000 př.n.l.), kdy se používalo vodních kol k přečerpávání vody do zavlažovacích kanálů (Indie, Čína, Egypt). Na našem území byl v roce 718, jako první ve střední Evropě, vybudován na řece Ohři u Žatce mlýn poháněný vodní energií. Ve středověku umožnilo vodní kolo zřizování manufaktur vznikajících z řemeslné výroby.

Nejčastěji využití vodní síly sloužilo ve mlýnech k drcení zrna, na pilách atd. Technický rozvoj se do první poloviny 19. století omezil pouze na zdokonalování různých typů vodních kol.

Rozhodující pro rozvoj MVE byl vznik a vývoj vodních turbin jako základní součásti. Vývoj vodních turbin byl zpomalen vynálezem parního stroje (1765), takže až prakticky v polovině 19. století byly vyvinuty ekonomicky použitelné vodní turbíny. V letech 1848–1849 vyvinul první turbínu vhodnou pro velké výrobní série Američan Francis. Tato turbína se začala uplatňovat v Evropě po roce 1870. Na principu vstřiku tlakové vody do miskových lopatek vyvinul v roce 1877 Američan Pelton svoji turbínu. Spirálová Francisova turbína byla

dořešena v roce 1886. V roce 1912 vyvinul prof. Viktor Kaplan v Brně první vrtulovou turbínu (propeler) a v roce 1913 turbínu s natáčivými oběžnými lopatkami. V letech 1912 až 1919 prof. D. Bánki (Maďarsko) prováděl intenzivní experimentální práce a vypracoval teorii řešení specifického typu rovnotlakých turbin s dvojnásobným průtokem. Uvedené typy vodních turbin jsou základní i v současné době, i když jsou samozřejmě různě modifikovány a řešeny na soudobé technické úrovni. [21]

Výstavba vodních elektráren má v České republice bohatou tradici; v 30. letech 20. století bylo na území bývalého Československa v provozu více než 11 000 malých vodních elektráren s instalovaným výkonem pod 10 MW. Velké vodní elektrárny byly vybudovány ve 40. – 70. letech 20. století vesměs v rámci Vltavské kaskády. Největší elektrárna Orlík má instalovaný výkon 360 MW. [27]

1.2 VYUŽITÍ ENERGIE VODY MALÝMI VODNÍMI ELEKTRÁRNAMI

Podle ČSN 73 6881- Malé vodní elektrárny jsou tímto pojmem označovány všechny vodní elektrárny s instalovaným výkonem do 10 MW. Technicky využitelný potenciál v MVE je 1500 GWh/rok. Dnes využitý potenciál MVE činí zhruba 45 %, tj. cca 700 GWh/rok.

MVE se vyznačují podstatně delší životností, než je doba návratnosti investic na výstavbu. Dá se říci, že výroba MVE patří k nejlevněji získávané elektrické energii, která je nejen ekologicky čistá, ale v mnoha směrech i kladně ovlivňuje režim vodního toku, což je právě důvod pro který by si MVE zasloužily více pozornosti. [22]

1.2.1 Základní kategorizace MVE

Základní kategorizace MVE vychází z normy ČSN 73 6881. Podle celkového dosažitelného výkonu se MVE třídí na čtyři kategorie [13]:

| Kategorie MVE | Výkon MVE (kW) | Dělení MVE podle velikosti spádu | |
|---------------|----------------|----------------------------------|----------|
| | | Typ MVE | Spád (m) |
| I.a | nad 1 000 | Nízkotlaká | do 20 |
| I.b | 500 - 1 000 | Středotlaká | do 100 |
| II. | 100 - 500 | Vysokotlaká | nad 100 |
| III. | 35 - 100 | | |
| IV. | do 35 | | |

1.2.2 Současný trend v České republice

Po roce 1990 došlo k úplnému uvolnění soukromého podnikání i v oblasti malých vodních elektráren. Bylo zrušeno omezení výroby elektřiny hranicí 200 000 kWh/rok a soukromí podnikatelé mohli obnovovat a budovat MVE bez administrativních omezení, týkajících se instalovaného výkonu nebo výše roční výroby elektřiny.

Došlo k postupné privatizaci části MVE dosud spravovaných státními organizacemi (ČEZ a.s., rozvodné distribuční podniky) a k postupné obnově zrušených MVE. Dále se začaly soukromými podnikateli budovat i nové MVE ve vhodných lokalitách. [21]

Energie získávaná z vodních toků není v bilanci naší energetiky zdaleka rozhodující, ani příliš výrazná, zůstává však velmi cenným, ale dosud málo využitým obnovitelným zdrojem energie. Vodní elektrárny se na celkovém instalovaném výkonu v republice podílejí zhruba 17% a na výrobě necelými 4%. Česká republika je svou geografickou polohou, (leží na rozvodí tří moří, řeky zde pramení), přímo předurčena k využití vodní energie v malých

vodních elektrárnách.

V České republice by teoreticky měl být stále dostatek lokalit pro výstavbu, nebo obnovu MVE, avšak skutečnost již tak optimální není. Zbývající potenciál má výrazně horší hydrologické podmínky než potenciál již využitý, z čehož vyplývá, že ekonomie u budoucích realizací se může vyznačovat zhoršujícími se návratnostmi investic a tím i úbytkem zájmu investorů.

Hydroenergetický potenciál bude zastoupen pouze lokalitami s velmi nízkými spády, což při daných průtocích bude vyžadovat podstatně vyšší investice na technologii i na stavební části.

Z hlediska dispozice a rozložení zdrojů vodní energie na našem území, mají právě MVE nezastupitelnou roli také tím, že tvoří kompaktní skupinu, ale jsou rozptýleny po celém území. To je výhodné právě pro připojování do energetické sítě, kde nezatěžují přenosovou soustavu. Celoplošné rozšíření elektrizační soustavy potom umožňuje připojení téměř ve všech lokalitách, s možností použití asynchronních generátorů, což je provozně jednodušší a levnější, (není třeba nákladné a složité regulační části). Pro uplatnění MVE je však podstatné, aby jejich ekonomické ukazatele byly srovnatelné, nebo spíše výhodnější než ukazatele jiných energetických zdrojů. [22]

1.2.3 Legislativa v energetice

Zákon o daních z příjmů č.586/1992 Sb., osvobodil MVE do výkonu 1 MW od daně z příjmu, a to v kalendářním roce, v němž byly poprvé uvedeny do provozu a v bezprostředně následujících pěti letech.

Zákonem č. 222/1994 Sb., o podmínkách podnikání a o výkonu státní správy v energetických odvětvích a o Státní energetické inspekci byla pro podnikání v energetických odvětvích zavedena státní autorizace, která nahrazuje v této oblasti živnostenská oprávnění. Tento zákon v § 18 stanovil povinný výkup elektrické energie rozvodnými energetickými a.s., vyráběné z obnovitelných a druhotných zdrojů energie, pokud je to technicky možné. [21]

1.2.4 Problematika ekologie výstavby a provozu MVE

Je skutečností, že v současné době se značná část ekologů, přírodovědců i jiných odborníků příbuzných oborů (a pod jejich vlivem také značná část veřejnosti) staví negativně k vodohospodářské výstavbě a především k výstavbě hydroenergetických děl. Předmětem mimořádné pozornosti a často tvrdé kritiky se stává zejména výstavba vodních nádrží s prioritním hydroenergetickým využitím. Tato kritika je motivována obavami z ohrožení, znehodnocení popř. i likvidace cenných přírodních komplexů v dotčených oblastech, především tzv. říčních fenoménů s množstvím živočišných a rostlinných druhů.

Vzniká situace, která je v kontextu s ekologickými problémy rozvoje energetiky, průmyslu a dopravy u nás ne zcela vyřešena. Většina vodohospodářů považuje historicky za své základní poslání péči a ochranu přírodního a životního prostředí. Připomeňme si ale, že po velmi dlouhé období se společnost – nejen u nás, ale i v jiných průmyslově vyspělých státech – prakticky nezajímala o problémy, které dnes zahrnujeme pod pojem ekologické. Jediným uznávaným kritériem byla ekonomická efektivnost, přičemž jakákoliv snaha o uplatnění ekologických hledisek byla ignorována.

Dnes se postavili do čela těchto snah ekologové – profesionálové i transformovaní z jiných oborů. Vodohospodáři tím získali potenciální spojence, současně se však dočkali překvapení. Nemálo ekologů místo spojenectví proti ničení životního prostředí v globálním měřítku obrátilo svoji pozornost proti vodnímu hospodářství a vodohospodářské a hydroenergetické výstavbě. Nezbyvá než trpělivě objasňovat rozdílné přístupy k řešení ekologických problémů,

vyplývající zřejmě z původního rozdílného profesního zaměření, věcně je konfrontovat, hledat kompromisy a nalézat optimální řešení. Je samozřejmým pravidlem, že při každém návrhu a realizaci vodohospodářského a hydroenergetického díla je třeba vždy dbát vedle optimálního technického řešení i na jeho citlivé začlenění do okolního přírodního nebo urbanizovaného prostředí.

Správně navržené vodní dílo nemůže vést k trvalé devastaci nebo dokonce likvidaci přírodního prostředí, ale k jeho vhodné transformaci (na rozdíl od mnohých jiných soustředěných nebo liniových inženýrských staveb, jako jsou sídliště, továrny, dálnice apod.). Bylo by omylem zamítat vodohospodářskou výstavbu proto, že v minulosti došlo v některých případech a z jakéhokoli důvodu k chybám, většinou ve sféře realizace. Na druhé straně je ovšem nezbytné ve spolupráci s příslušnými odborníky předem řešit všechny související ekologické problémy tak, aby výsledné efekty byly celkově pozitivní a ovlivnění přírodního prostředí minimální. [26]

Lokální aspekty, jako je vliv toku, nebo vodní nádrže na faunu a flóru v dané lokalitě, ovlivňování režimu podzemních vod, kvality povrchových vod atd., jsou zajisté neopomenutelné. Za dominantní však považujeme aspekty globální, které u hydroenergetických děl vyplývají z výhod využívání vodní energie v porovnání s jinými technicky dosažitelnými energetickými zdroji, jimiž jsou u nás tepelné a jaderné elektrárny. Uvedeme alespoň některé z nich.

Vodní elektrárny – představují čistý zdroj energie, neboť:

- neznečišťují ovzduší kouřem, oxidy síry a dusíku, těžkými kovy, atp.,
- nedevastují a neznečišťují krajinu (těžba uhlí, uranu, jejich doprava),
- neznečišťují povrchové ani podzemní vody (těžba uranu, uhlí),
- jsou bezodpadové (popílek, radioaktivní odpad),
- jsou nezávislé na importu surovin ze zahraničí (ropa, plyn, uhlí, obohacený uran),
- jsou pro široké oblasti vysoce bezpečné,
- neničí trvale přírodní prostředí (trvalý zábor půdy), pouze jej transformují (vytvářením vodních ploch),
- pružným pokrýváním spotřeby a schopností akumulace energie zvyšují efektivnost elektrizační soustavy,
- vysokým stupněm automatizace přispívají k vyrovnávání změn na tocích a do určité míry i napomáhají při odvádění velkých vod,
- vytvářejí nové možnosti pro revitalizaci dotčeného prostředí – prokysličováním vodního toku.

Dalo by se říci, že malá vodní elektrárna, pokud je správně provozována dle příslušných směrnic, nemůže škodit, naopak přispívá životnímu prostředí nejen výrobou čisté energie, ale i tím, že čistí a provzdušňuje vodu a často pomáhá k celkové revitalizaci lokality.

Za hlavní pozitivní, ekologický aspekt vodních elektráren lze označit skutečnost, že každá kilowatthodina vyrobená v této elektrárně ušetří přibližně 1 kg uhlí v tepelné elektrárně. Vodní elektrárny nám v tom smyslu ročně nahrazují asi 3 mil. tun hnědého energetického uhlí, přičemž toto množství by mohlo být při plném využití hydroenergetického potenciálu téměř dvojnásobné.

Nicméně i v těchto případech je třeba při návrhu, realizaci a zejména v provozu respektovat příslušná ekologická hlediska a kritéria, aby se odstranily nebo minimalizovaly negativní vlivy na některé rostlinné a živočišné druhy v konkrétní lokalitě (např. omezení kolísání hladiny v rybníku apod.). V každém případě je nutné návrh MVE předem konzultovat s příslušnými odborníky, a to již ve stadiu výběru lokality a návrhu hlavních parametrů. [26]

1.3 HLAVNÍ ČÁSTI HYDROENERGETICKÝCH DĚL

Každé vodní dílo na využití vodní energie má v zásadě tyto hlavní části [17]:

1. vzdouvací zařízení, které tvoří přehrada nebo jez
2. vtokový objekt s příslušenstvím (uzávěry, česle, norná stěna apod.), k němuž se v případě potřeby připojuje usazovák na zachycení splavenin
3. přivaděč (s příslušnými uzavěry a objekty, jako např. shybka, akvadukt apod.), který může být beztlakový (náhon, kanál, štola s volnou hladinou) nebo tlakový (štola, šachta, potrubí)
4. výrobní objekty vodní elektrárny (strojovna, provozní budovy, rozvodna) s příslušenstvím
5. odpad (otevřený kanál, štola s volnou hladinou nebo pod tlakem)
6. provozní a bezpečnostní zařízení (uzávěry, vyrovnávací komora, regulační komora, čištění česlí, převádění ledu apod.)
7. zvláštní zařízení při komplexním řešení vodního díla (plavební komora, lodní výtah, rybochod, odběrný objekt apod.).

Při využití určité lokality a návrhu schématu hydroenergetického díla se pochopitelně nemusí všechny uvedené části uplatnit.

Rozdělení zdrojů vodní energie se provádí podle druhu stavebních úprav, kterými se soustřeďuje spád H a průtok Q .

Vzdouvací zařízení slouží ke vzduť vodní hladiny v toku a usměrnění vody do přivaděče (přehradní hráze a jezy).

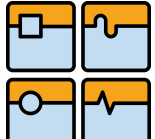
Hráze se vyznačují obvykle větší výškou vzduť, větším objemem zadržené vody a plochou zaplavovaného území. Jejich nová výstavba pouze za účelem provozování malých vodních elektráren je z ekologických a ekonomických hledisek většinou neúnosná, nicméně využití stávajících hrází může být ekonomicky velmi výhodné. Například u základových výpustí nádrží je nutno mařit energii protékající vody, např. instalací rozstřikovacích uzavěrů, bez jakéhokoli využití této energie. Přitom tuto funkci může částečně přebrat vodní turbina. Další možností je instalace vodní turbiny na přivaděčích pitné vody.

Jezy mají oproti hrázím nižší výšku vzduť a podstatně menší objem zadržené vody. Náklady na jejich výstavbu rostou s jejich šířkou. U toku větší šířky nutnost využití speciální mechanizace navyšuje investice. U nížinných toků je zachovalý jez většinou nutnou podmínkou výstavby MVE.

Přivaděče koncentrují spád do místa instalace vodní turbiny. Beztlakové přivaděče (náhony, kanály) se budují převážně výkopem v terénu. Náklady závisí na délce, příčné svažitosti terénu, typu zeminy a s tím souvisejícího druhu opevnění stěn koryta. Nejvýhodnější je oprava původního náhonu, případně volba stejné trasy z důvodu snadnějšího získání a zaměření pozemku. Tlakové přivaděče jsou nejčastěji zhotoveny z ocelových trub, případně z železobetonu. Měrné náklady na jejich výstavbu jsou vyšší než u přivaděčů beztlakových (náhonů), zejména u toků podhorských a horských. Ekonomicky mohou být výhodnější než beztlakové pouze při velkém podélném spádu toku, proto se realizují co nejkratší. Často se oba typy přivaděčů kombinují s cílem dosažení maximálního spádu a minimálních nákladů.

Česle, zhotovované převážně jako mříž z ocelové pásoviny, zabraňují vnikání vodou unášených nečistot do turbíny. Obvykle jsou před turbinou nejméně dvoje: hrubé a jemné, často s automatickým čištěním.

Ve strojovně je umístěno strojní a elektrotechnické zařízení elektrárny. Stavební částí turbíny rozumíme takové části vodní elektrárny, které spolu se strojní částí tvoří elektrárnu jako celek (například základy nebo betonová spirála). Při volbě typu turbíny je nutné zohlednit i rozměry

| | | |
|--|--|---------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 13 |
| | DIPLOMOVÁ PRÁCE | |

a konstrukci stavební části, neboť dražší strojní vybavení může svojí kompaktností celkové investiční náklady snížit.

Odpadní kanály vracejí vodu do původního koryta. Často jsou tak krátké, že náročnost jejich výstavby a náklady jsou vůči ostatním částem elektrárny bezvýznamné. [27]

1.4 STROJNÍ ZAŘÍZENÍ

Specifičnost hydroenergetiky vyžaduje použití turbin nejrůznějších typu, výkonu, rozměrů a konstrukčních řešení podle konkrétních hydrologických a morfologických podmínek místa instalace. Poměrně velký počet typů vodních turbin používaných v rozličných variantách konstrukčního a projekčního řešení vyžaduje jednotnou základní terminologii (viz. ČSN 05 5000, ČSN 75 0128), jejíž obsahový význam umožňuje přesnou klasifikaci a začlenění stroje.

Vodní turbina představuje typ vodního motoru a jako taková se skládá ze tří základních částí:

- zařízení pro přívod vody k oběžnému kolu,
- oběžné kolo,
- zařízení pro odvod vody od oběžného kola.

Přívod vody k oběžnému kolu turbiny tvoří nejčastěji spirála nebo kašna, která zajišťuje rovnoměrný přívod vody na rozváděcí lopatky turbiny. Rozváděcí lopatky, spolu s horním a dolním lopatkovým kruhem, tvoří rozváděč turbiny, který je obvykle jako regulační a uzavírací orgán stroje. Druhou možností, používanou např. u Peltonovy turbiny, je řešení přívodu vody oběžnému kolu pomocí dýzy, v níž je posuvně uložena jehla sloužící k regulaci a uzavření průtoku.

V zařízení pro přívod vody k oběžnému kolu dochází k částečně či úplně přeměně tlakové energie v kinetickou energii vody.

Oběžné kolo je vlastní pracovní část vodní turbiny. V jeho kruhové rotující lopatkové mříži dochází k procesu přeměny energie vody v mechanickou energii rotující lopatkové mříže.

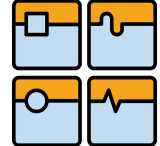
Zařízení pro odvod vody od oběžného kola u turbin s plným vtokem je v podstatě difuzor, v němž se rychlost proudění postupně snižuje a mění v tlakovou energii. Jeho určujícím prvkem je savka umožňující snížení tlaku pod oběžným kolem, což vede ve svých důsledcích ke zvýšení účinnosti. U turbin s parciálním vtokem je zařízení pro odvod vody od oběžného kola řešeno zpravidla jako skříň, jejímž účelem je nejen zachytit a odvést vodu odpadající z oběžného kola, ale tvoří obvykle současně nosnou konstrukci uložení oběžného kola a celého řídicího ústrojí. [17]

1.4.1 Rozdělení turbin

Vodní turbina je rotační vodní motor, který přeměňuje buď pouze kinetickou nebo jak kinetickou, tak i tlakovou část mechanické energie vody na mechanickou energii jejího rotujícího hřídele. Soudobé typy vodních turbin lze třídit podle různých hledisek. [17]

Podle způsobu přenosu energie vody na oběžné kolo rozeznáváme [17]:

- Rovnotlaké (akční) turbiny, u nichž se celá tlaková energie vody mění již v zařízení pro přívod vody k oběžnému kolu (např. dýza) na energii kinetickou, která je potom využívána v oběžném kole. Na vstupu i výstupu oběžného kola je stejný tlak, jde tedy o turbínu rovnotlakou. Proud vody nevyplňuje plně průtočné kanály oběžného kola, které musí mít okolí zaplněno vzduchem. Mezi rovnotlaké turbiny patří např. Peltonova turbina.
- Přetlakové (reakční) turbiny, u nichž se v kanálech rozváděcího kola mění jen část tlakové energie vody na energii kinetickou. Při výtoku z kanálu rozváděcího kola zůstává ještě zbývající část tlakové energie, která se až při průtoku lopatkami oběžného kola mění na

| | | |
|---|--|--------------------|
|  | <div>Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky</div> <div>DIPLOMOVÁ PRÁCE</div> | <div>Str. 14</div> |
|---|--|--------------------|

kinetickou. Hydrostatický tlak se tedy směrem od vtoku do kanálu oběžného kola směrem k výtoku zmenšuje, čili je v nich přetlak. Využití zbytku energie, kterou odnáší vodní proud opouštějící velkou rychlosti oběžné kolo umožňuje savka turbíny. V ní se rychlost vodního proudu plynule zmenšuje. Do skupiny přetlakových turbin patří např. turbíny Kaplanova, Francisova, diagonální aj.

Podle směru protékání vody oběžným kolem vzhledem k ose oběžného kola rozeznáváme turbíny [17]:

- Axiální - směr proudění je přibližně rovnoběžný s hřídelem turbíny (např. přímoproudá turbína Kaplanova, Jonvalova turbína).
- Radiální směr proudění v oběžném kole je přibližně kolmý na osu hřídele turbíny. Vodní proud přitom může směřovat buď ke hřídeli nebo naopak. Podle toho mohou být turbíny:
 - a) centripetální - s vnějším vtokem vody, přičemž voda protéká oběžným kolem směrem k hřídeli (např. pomaluběžná - historická turbína Francisova),
 - b) centrifugální - s vnitřním vtokem vody, přičemž voda protéká oběžným kolem směrem od hřídele (např. turbína Fourneyronova).
- Radiálně axiální - směr proudění v oběžném kole se mění z radiálního na axiální nebo i naopak (např. rychloběžná - moderní Francisova turbína).
- Diagonální - směr proudění v oběžném kole je vzhledem k hřídeli šikmý (např. diagonální Deriazova turbína).
- Tangenciální - vodní paprsek působí ve směru tečném (tangenciálním) na oběžné kolo (např. Peltonova turbína).
- S dvojnásobným průtokem - voda vstupuje do oběžného kola centripetálně a vystupuje centrifugálně (např. Bankiho turbína).
- Se šikmým průtokem - voda vstupuje na lopatky oběžného kola z boční strany a vystupuje v osovém směru (např. turbíny TURGO)

Podle polohy hřídele dělíme turbíny na [17]:

- vertikální (většina turbin kromě přímoproudých),
- horizontální (především velké přímoproudé turbíny),
- šikmé (např. menší přímoproudé turbíny).

1.5 PROBLEMATIKA VELMI MALÝCH SPÁDŮ

Při návrhu vodní elektrárny pro malé spády je nutné uvažovat kolísání spádu v závislosti na průtoku. Při vysokém stavu vodní hladiny se spád snižuje, příčinou je vzdutí vody pod vzdouvacím zařízením. Například hladina pod jezem a nad jezem se může při povodňových stavech téměř vyrovnat. Proto je nutné počítat s tím, že elektrárna bude několik dní v roce mimo provoz v důsledku ztráty spádu. Minimální hydroenergetický využitelný spád je pro vírové turbíny 1 m, pro Kaplanovi turbíny 1,5 m. Naopak při nízkém stavu vodní hladiny se spád zvyšuje. Spád lze zvýšit instalací jezových klapek na korunu jezu, nutnou podmínkou je ovšem souhlas majitelů přilehlých pozemků a orgánů státní správy, protože v důsledku instalace takového zařízení stoupne vodní hladina. Další možností zvýšení spádu je výstavba derivačního a odpadního kanálu, podél vodního toku. V tomto případě je nutné počítat se zvýšenými náklady na výkup pozemků a úpravu kanálu. [31]

2 VÍROVÁ TURBINA

Základní hydraulická koncepce stroje dostala název „Vírová turbina“. Jedná se v celosvětovém měřítku o zcela novou koncepci, která byla zapsána na patentovém úřadě dne 22. 1. 2001 pod č. PÚV 10767. Tato turbina by mohla hlavně svojí nízkou pořizovací cenou, vedle již osvědčených přímoproudých turbin (třílopatkových), vyřešit energetické využití zbývajících potenciálu s extrémně nízkými spády. [26]

2.1 DOSAVADNÍ STAV TECHNIKY

K přeměně potenciální energie kapaliny na energii elektrickou se v MVE používají pro malé spády přímoproudé klasické Kaplanovy turbíny různých konstrukcí, jejichž oběžné kolo je opatřeno minimálně třemi natáčivými lopatkami a regulovatelným rozvaděčem, jako je tomu například u SK UV 073. Nevýhodou těchto řešení je, že jsou poměrně konstrukčně složité, čímž se zvyšuje jejich výrobní náročnost. Je rovněž prokázáno, že při extrémně nízkých spádech a vysokém průtoku kapaliny značně klesá jejich účinnost a snižuje se jejich kavitační odolnost.

Je rovněž známo řešení průtočné turbíny se šroubovým oběžným kolem s mnoha závitů podle patentu US 4 816 697, které se vykazuje rovněž nízkou účinností. Řešení turbíny dle DE 43 20 180 má oběžné kolo se zborcenými lopatkami na náboji velkého průměru, a proto je nelze použít pro nízké spády a velké průtoky kapaliny.

Konečně je známo řešení vodní turbíny se šroubovým oběžným kolem dle patentu WO 98/25 027, jehož podstatou jsou mimořádně dlouhé vývrtkové lopatky, zajišťující minimalizaci úmrtnosti ryb při průchodu tímto strojem. Jedná se o pomaluběžný stroj dosahující účinnosti až 80%, ale pouze pro vyšší spády. Z tohoto důvodu je nevýhodné vodní turbínu používat pro vysoké otáčky a nízké spády a je prakticky nepoužitelná pro extrémně nízké spády pro rozdíl hladin pod tři metry. [29]

2.2 PODSTATA VÍROVÉ TURBINY

Nevýhody odstraňuje do značné míry vírová turbína (obr.1) pro nízké spády a vysoké průtoky kapaliny, sestávající ze satoru (1), v komoře (12) jehož tělesa (11) je uchycen rotor (2) s oběžným kolem (22) uloženým na hřídeli (4), vyvedeném vně komory (12) tělesa (11). Podstata řešení spočívá v tom, že na středovém náboji (221) jsou vytvořeny minimálně dvě oběžné lopatky (222) ve tvaru zborcené šroubové plochy, jejíž zborcení se směrem ke středovému náboji (221) zvyšuje, přičemž maximální rozdíl mezi vstupním a výstupním úhlem oběžné lopatky (222) je menší než 25° a úhel (φ_L) opsání oběžné lopatky (222) je menší nebo roven 125° . [29]

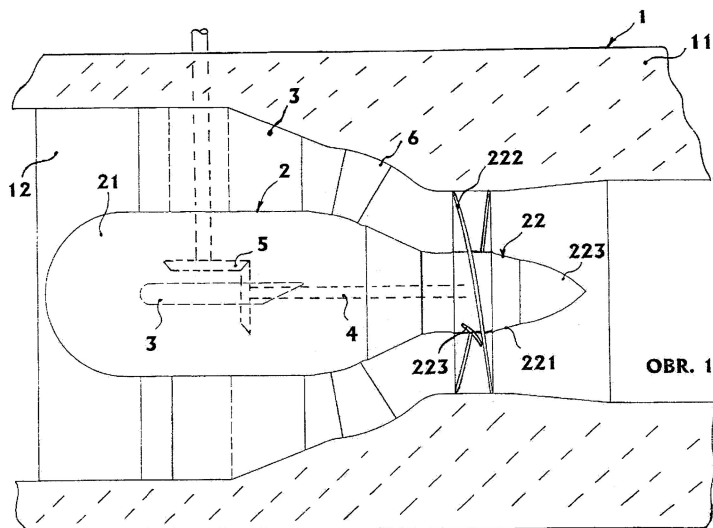
Rovněž je podstatou vynálezu, že oběžné lopatky jsou vytvořeny na válcové části středového náboje, přičemž komora má v místě uložení oběžného kola válcový průřez.

Je také podstatné, že ve směru proudění kapaliny jsou v komoře za výztužnými lopatkami uloženy před oběžným kolem rozváděcí lopatky.

Konečně je podstatou vynálezu, že na středovém náboji jsou mezi oběžnými lopatkami vytvořeny mezilopatky, jejichž počet je shodný s počtem oběžných lopatek.

Nová konstrukce vírové turbíny se vyznačuje jednoduchou konstrukcí, která má za následek minimalizaci výrobních nákladů, snížení náročnosti obsluhy a snížení hydraulických ztrát. Turbína se vyznačuje oproti dosavadním přímoproudým turbínám vyššími otáčkami, vysokou hltností, vysokou hydraulickou účinností a vysokou kavitační odolností oběžného kola. Hydraulické řešení zajišťuje velice plochou charakteristiku účinností pro široký rozsah otáček

a průtoků kapaliny. Nová konstrukce nepotřebuje používání rozvaděče, když regulaci průtoků kapaliny lze zajistit použitím frekvenčního měniče. [29]



Obr. 1 Schéma vírové přímoproudé turbíny

[29]

2.3 VÝHODY VÍROVÉ TURBINY

Kaplanova turbína je charakterizována regulačním rozváděcím kruhem, kterým se usměrňuje kapalina do oběžného kola s regulovatelnými lopatkami. Kapalina tedy do oběžného kola vstupuje s rotační složkou c_{u1} a za oběžným kolem vstupuje do savky bez rotace $c_{u2}=0$. Rovnice pro měrnou energii charakterizující práci Kaplanovi turbíny má tvar $Y=u_1 \cdot c_{u1}$.

Na základě zkušeností s provozem Kaplanových turbin je možné shrnout jejich nevýhody z hlediska využití nízkých spádů následovně:

- nutnost použití nákladného rozvaděče
- možnost vzniku kavitace
- hustá lopatková mříž
- použití převodovky
- odtržení mezní vrstvy v savce turbíny

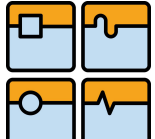
Vírová turbína má za cíl odstranit všechny uvedené nevýhody. Vstup kapaliny bez předrotace odboural složitý rozvaděč, výstup kapaliny s malou rotační složkou zamezuje odtržení mezní vrstvy v savce. Pro daný výkon má turbína vyšší provozní otáčky, které umožňují přímé spojení s generátorem bez převodovky. Výsledná rovnice Vírové turbíny má tvar $Y=-u_2 \cdot c_{u2}$. Odkud plyne, že kapalina na výstupu rotuje proti smyslu otáčení oběžného kola. [19]

2.4 VÝVOJ VÍROVÉ TURBINY

Řešení a výzkum problematiky turbin pro extrémně nízké spády, pokračuje na odboru fluidního inženýrství Viktora Kaplana, na Energetickém ústavu FSI VUT v Brně, který takto navazuje na dlouhodobou tradici v konstrukci hydraulických strojů, založenou právě profesorem Viktorem Kaplanem. Předmětem řešení je zcela nová vrtulová turbína s dvoulopatkovým oběžným kolem bez rozvaděče, které bude regulovatelné změnou otáček. Vývoj je zaměřen právě na typ stroje, který v oblasti velmi nízkých spádů a vysokých průtoků dosáhne dobrých účinností při nízkých výrobních nákladech. [26]

Vývoj nového tvaru vírové turbíny je zaměřen na následující změny oproti stávajícímu tvaru

- Byl zmenšen průměr náboje na 25% průměru oběžného kola, původně byl 40%,
- Byly upraveny lopatky oběžného kola na zvýšený průtok stroje, návrhový bod se posunul na $Q_{11}=2,5 \text{ m}^3/\text{s}$.

| | | |
|--|--|---------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 17 |
| | DIPLOMOVÁ PRÁCE | |

Tyto dvě změny by měly vést ke zvýšení hltnosti této extrémně nízkospádové dvoulopatkové turbíny při udržení hydraulické účinnosti cca 83% na průměru kola 200 mm. [24]

2.4.1 Hydraulické řešení stroje

Hlavní myšlenkou bylo zvýšení hltnosti turbíny při nízkém spádu, což vede při zachování výkonu k menším rozměrům.

Vlastní hydraulické řešení vedlo k natočení a úpravě lopatek oběžného kola a k jejich tvarové změně tak, aby byl dodržen vstup kapaliny na oběžné kolo bez rázu a docházelo k maximálnímu přenosu energie z kapaliny na lopatky oběžného kola. Ke všem výpočtům a následným úpravám tvarů povrchu byl použit program Fluent.

Při výpočtech byla patrna poměrně značná citlivost malé změny tvaru lopatky na parametry oběžného kola. Tato velká citlivost je způsobena extrémní řídkostí lopatkové mříže, kapalina není vlastně vůbec vedena v mezilopatkovém kanále, pouze v okolí oběžných lopatek.

Tato citlivost je také způsobena silnou nerovnoměrností obvodové složky rychlosti za oběžným kolem. [24]

2.4.2 Vývoj vírové turbíny 2-VT-200 v násoskovém uspořádání

V rámci vědecko výzkumného záměru (VVZ CZ 320004) s názvem „Ekologicky a ekonomicky přijatelné moderní energetické technologie“ a na základě Rozhodnutí MPO ČR z roku 2002 s názvem „Projekt malých a středních vodních elektráren šetrných k životnímu prostředí“, byl řešen dílčí úkol: „Výzkum modelové vírové turbíny“.

Předmětem dílčího úkolu v roce 2002 bylo provedení energetických a kavitačních zkoušek na přímoproudé modelové turbíně s pravoúhlým převodem (1:1), s oběžným kolem ve válcové komoře o průměru $\varnothing 194$ mm a se 40% nábojem ($\varnothing 77,6$ mm). Řešen byl také vliv mezilopatek OK ve čtyřech alternativách pro radiální výšky mezilopatek 100% až 25%, s pracovním označením 4-VT-194. Na základě experimentálních výsledků, cesta dalšího vývoje vírové turbíny v roce 2003 spočívala v novém hydraulickém návrhu, s cílem výraznějšího zvýšení jednotkového průtoku (Q_{11}) a to zvětšením úhlu nastavení lopatek OK $\varnothing 200$ mm, snížením hustoty lopatkové mříže úhlem opásání a zmenšením průměru náboje na 25% (50mm).

V roce 2004 byly provedeny experimentální zkoušky na vírové turbíně s pracovním označením 2-VT-200, pro vertikální násoskové uspořádání. Výsledkem byly jednak odpovídající charakteristiky v turbinovém i čerpadlovém provozu a jednak provozní vlastnosti tohoto uspořádání turbíny. Vlastní měření je provedeno na Univerzální zkušební stanici (UZS) a na Stanici mikroturbin (SMT) v těžké laboratoři Energetického ústavu - Odboru fluidního inženýrství Victora Kaplana, v areálu VUT v Brně. [25]

Pracovní charakteristika turbíny 2-VT-200 byla podkladem praktické části této práce.

3 PROBLEMATIKA VTOKOVÝCH VÍRŮ

Výškové umístění vtoku, zejména jeho horní vtokové plochy pod hladinou vody má zásadní význam pro zabezpečení vtoku před strháváním vzduchu a před tvorbou vodních vírů. Určením hloubky umístění vtoku se zabývala řada autorů. Z doporučených vztahů pro určení hloubky zanoření stropu přivaděče na vodní elektrárnu se používají zpravidla experimentálně odvozené vztahy J.L.Gordona nebo V.R.Reddyho a J.A.Pickforda. [3]

Vodní víry se vyskytují hlavně při výtoku otvorem ve dně nebo ve stěnách nádrží. Souhrnně se nazývají vtokové víry. Podle formy, kterou nabývají, je můžeme rozdělit do čtyř hlavních kategorií. Při modelovém výzkumu vtoků vodních elektráren jde zpravidla o dostatečně

spolehlivé stanovení podmínek, za kterých nedochází k strhávání vzduchu vírem do vtoku.

V sacích jímkách s volnou hladinou se voda pohybuje převážně působením gravitační síly. Avšak proudění ovlivňují do jisté míry i síly vnitřního tření a síly povrchového napětí. Účinek vnitřního tření se projevuje ztrátami tlaku způsobenými třením proudu o stěny nádoby a vnější povrch sacího potrubí. Vnitřní tření v kapalině také spolupůsobí při vzniku a vývoji vírů v nádobě. Síly povrchového napětí mají význam hlavně při vzniku a počátečním stádiu vývoje víru, kdy brzdí působí proti snahám o deformaci hladiny.

I v případech, kdy vzniká před vtokem neúplný vír, který je příliš slabý na to, aby strhával vzduch do vtoku, je jeho vliv na provoz vodní elektrárny obvyklé záporný. Nutno dodat, že kromě vtokových vírů, jejichž jeden konec je fixován na hladinu, mohou existovat víry s koncem fixovaným na dno či na stěnu nádrže. Tyto víry sice nemohou strhávat vzduch do potrubí, mohou však napomáhat vnikání dnových naplavenin do potrubí a vyvolávají většinou nežádoucí příčnou cirkulaci v přiváděči. Řešením nepříznivých podmínek na díle může být dodatečná instalace opatření proti vzniku vtokových vírů v sacím prostoru. Instalace norné stěny, instalace žeber nebo hladinové rošty. [19]

Stanovení kritické hloubky pro vytváření vtokových vírů bylo důležitou součástí pro návrh hloubky zanoření sacího kužele násosky v praktické části této práce. Pro výslednou hloubku zanoření byla limitujícím faktorem rychlost vody na vstupu do sacího potrubí.

3.1 Vznik a vývoj vírů

Vír spojující hladinu s vtokem potrubí se nevytváří náhle, ale je výsledkem postupného vývoje, v němž vír prochází mnoha vývojovými stádii. Počáteční podnět ke vzniku víru mohou dát vírová vlákna přinesená proudem do blízkosti sacího potrubí. Jiným zdrojem vírových vláken jsou mrtvá zákoutí, kde se proud výrazně zpomaluje, dále mezní vrstva u stěn nádrže a úplav vznikající obtékáním sacího potrubí. Počáteční vír při vhodných podmínkách zesílí a prochází dalšími stádii až do konečného, kterým je nálevkový sací vír – vortex. Obvyklý vývoj vtokového víru má několik stádií. Vznikající vír se z počátku projevuje jako pomalé kroužení na hladině. Jestliže vír zesiluje, objevuje se zprvu nepatrná, později však stále zřetelnější prohlubeň na hladině, tzv. hladinový vír. Zesilováním cirkulace se mění tvar víru, zvětšuje se jeho hloubka a vzniká tzv. kuželový, jasně ohraničený vír, s ostrým hrotem. Další stádium víru je charakterizováno tím, že délka víru se dále zvětšuje a jednotlivé vzduchové bubliny nebo tuhé částičky se oddělují od hrotu víru a vnikají do sacího potrubí. Tento typ víru se obecně označuje jako neúplný nálevkový vír. Pokračuje-li růst víru dále, dosáhne souvislé vzduchové jádro do sacího potrubí a umožní tak plynulý tok vzduchu z atmosféry do potrubí, mluvíme o úplném nálevkovém víru se vzduchovým jádrem neboli vortex. Vortex je poměrně stabilní forma víru. Škodlivost vortexu spočívá v množství vzduchu, které s sebou strhává do potrubí, může činit dle některých autorů až 10% objemu z průtoku vody. [19]

4 ELEKTROTECHNICKÁ ZAŘÍZENÍ MVE

Při návrhu vodní elektrárny je nutné znát elektrotechnická zařízení, která budou v elektrárně umístěna a jak tato zařízení dispozičně a staticky ovlivní návrh konstrukce. Základními prvky elektrického systému VE jsou [17]:

- hydroalternátor,
- vývody z alternátoru,
- rozvodna generátorového napětí,
- blokový transformátor,
- vývody z transformátoru,
- venkovní rozvodna,

- transformátor vlastní spotřeby,
- elektrické motory hlavních zařízení (jeřáby, čerpadla atd.),
- budiče alternátoru, pomocná zařízení (odpojovače, vypínače, jističe, měřicí a regulační zařízení a pod.)

U přečerpávacích vodních elektráren se schéma doplňuje o motor pohánějící čerpadlo nebo reverzibilní turbínu. Základní schéma vodní elektrárny se skládá z částí pro [17]:

- výrobu energie,
- vlastní spotřebu,
- rozvod energie.

Elektrická energie se získává ve vodní elektrárně přeměnou mechanické energie (turbíny) elektrickým točivým strojem na principu elektromagnetické indukce (Faradayův zákon).

Souborně tyto stroje nazýváme generátory, podle toho jaký proud vyrábějí, rozlišujeme [17]:

- alternátory (střídavý proud),
- dynama (stejnoseměrný proud).

Generátory pracující ve vodní elektrárně nazýváme hydroalternátory, v tepelné elektrárně turbogenerátory. Turbogenerátory mají oproti hydroalternátorům zpravidla podstatně větší počet otáček. Podle způsobu provozu dále rozlišujeme [17]:

- generátory na činný a současně jalový výkon,
- kompenzátory jen na jalový výkon,
- motorgenerátory pracující buď jako alternátor nebo jako motor.

Společně pak tyto střídavé stroje dělíme na:

- synchronní,
- asynchronní.

4.1 SYNCHRONNÍ GENERÁTOR

Synchronní generátor má stator se střídavým trojfázovým vinutím a rotor se stejnosměrným budícím vinutím. Konstrukční provedení vychází z velikosti generátoru a počtu pólových dvojic. Frekvence sítě spolu s počtem pólových dvojic určuje otáčky generátoru. [17]

Pro MVE v Hovězí bude použitý asynchronní elektromotor, problematika této podkapitoly se v praktické části této práce neuplatní.

4.2 ASYNCHRONNÍ GENERÁTOR

Zájmena pro MVE se používají asynchronní alternátory. Jsou v podstatě vyrobeny stejně jako asynchronní motory s klecovou kotvou. Asynchronní motory při zatížení pracují s počtem otáček nižším asi o 2 až 3%, než jsou odpovídající otáčky synchronní. Asynchronní alternátory naopak dodávají výkon jen při otáčkách nadsynchronních, jejichž počet je o 3 až 5% větší než počet otáček synchronních. Proti synchronním alternátorům se vyznačují jednodušší konstrukcí, a tím i nižší pořizovací cenou. Rotory mají jednoduché tyčové vinutí nakrátko, nemají choulolistivé budiče, nepotřebují regulátory buzení ani odbuzovače, spojují se s elektrickou sítí bez synchronizování a fázování a jejich provoz se snadno automatizuje.

Nevýhodou asynchronních alternátorů je, že dodávají do sítě pouze pracovní výkon. Jalový výkon pro vlastní magnetizaci se musí dodávat z cizího zdroje. Nejčastěji se odebírá jalový výkon z elektrické sítě, na níž musí být asynchronní alternátor při provozu napojen a kterou tedy zatěžuje odběrem jalového výkonu a zhoršuje v ní účinník [17].

Asynchronní generátory se připojují na rozvodné sítě přímo pod napětím (pod napětím je i vlastní spotřeba) po dosažení otáček úměrných okamžité hodnotě frekvence sítě. Při jejich použití do sítí „nn“ je nutno prošetřit vliv účinků na síť v místě připojení. Jalový magnetizační příkon asynchronních generátorů se odebírá buď z rozvodné sítě nebo se kompenzuje statickými kondenzátory. [21]

5 POSTUP PŘI REALIZACI MVE

Pořizovací náklady MVE zaznamenaly v posledních letech značný nárůst (r.2007 [26]). Na tomto vývoji se v rozhodující míře podílely náklady na technologickou část. Na tuto část investic je proto nutno soustředit pozornost. Cenu zařízení je třeba důsledně odvozovat z materiálové náročnosti, pracnosti a přiměřeného zisku. Také počet navrhovaných soustrojí a jejich výkon je nutno pečlivě zvažovat a optimalizovat s ohledem na pořizovací náklady. Výše ročních odpisů technologického zařízení musí odpovídat jeho skutečné životnosti. Technická úroveň a stupeň regulovatelnosti soustrojí může právě i v lokalitách s nízkými spády umožnit vyšší provozní využití MVE v průběhu roku a tím částečně nebo i zcela vykompenzovat vyšší náklady na 1 MW provozem s vysokou účinností výroby.

Je zřejmé, že efektivnost provozu MVE v rozhodující míře ovlivňuje [26]:

- výše nákladů na pořízení technologie,
- hydrologické podmínky – spád a průtok,
- výše poplatků z provozu vodních děl, údržby vodních toků a vzdouvacích zařízení,
- správná údržba a provádění oprav,
- spolehlivost a kvalita zařízení – stupeň jeho bezobslužnosti,
- tarifní sazba elektrické energie, cena paliv a dodávaného tepla, výkupní cena elektrické energie dodávané do veřejné energetické sítě.

Zájemce o vybudování malé vodní elektrárny musí při jejím zřizování učinit následující kroky, které je možno rozdělit do tří základních oblastí [22]:

5.1 PŘEDPROJEKTOVÁ PŘÍPRAVA

V rámci předprojektové přípravy musí zájemce posoudit možnosti realizace MVE a připravit podklady nutné pro získání povolení k jejímu zřízení. V této etapě zájemce musí [21]:

- Vytipovat vhodnou volnou lokalitu a vyřešit otázku koupě či pronájmu.
- Zaevidovat se jako zájemce o stavbu MVE na odboru životního prostředí příslušného okresního úřadu.
- Ověřit hydrologické podmínky vytipované lokality.
- Ověřit si dle možností nutné podmínky, které bude v dané lokalitě na základě zvláštních předpisů pravděpodobně nutno splnit při realizaci (omezení vyplývající z předpisů týkajících se ochrany půdního fondu, ochrany lesa, ochrany životního prostředí, některá omezení vyplývající z vodního a stavebního zákona a pod.).
- Opatřit si technicko-ekonomickou studii energetického využití lokality s návrhem technologického zařízení, s odhadem celkových investic a návratnosti stavby.
- Získat povolení k nakládání s vodami u vodohospodářského orgánu a zajistit si podmínky pro získání stavebního povolení. V průběhu vodoprávního řízení jsou zájemci sděleny podmínky, které je nutno při výstavbě vodního díla splnit a zájemci je uděleno povolení k vybudování vodního díla s platností na dva roky. Současně s vodoprávním řízením probíhá i územní řízení. [21]

5.2 STAVEBNÍHO POVOLENÍ

Konečným cílem této etapy je získání stavebního povolení na příslušném stavebním úřadu. Zájemce o výstavbu MVE musí podniknout následující kroky [21]:

- Dohodnout možnost připojení MVE do sítě a dohodnout podmínky výkupu vyrobené elektřiny.
- Zajistit si projektovou dokumentaci.
- Získat stavební povolení.

5.3 REALIZACE

Ještě před vlastní realizací podnikatelského záměru je vhodné zadat výběrové řízení pro zvolení vhodné technologie. Zvláště potom u investic přes 5 mil. Kč. Nejenom že z množství nabízejících dodavatelů bude vybrán ten nejvhodnější a ekonomicky nejvýhodnější, ale bude také splněna jedna z podmínek pro získání státní podpory (od ČEA, nebo Státního fondu životního prostředí). V této souvislosti bude také nutné zajistit vypracování energetického auditu.

V této fázi přistupuje investor k vlastní realizaci stavby. V souvislostech s řešením této legislativy, vznikne zájemci o stavbu MVE řada překážek, které musí v předrealizační době řešit.

Překážky netechnického charakteru je možno rozdělit dle své povahy do čtyř oblastí [21]:

- Překážky legislativní.
- Překážky související se zvláštní povahou území nebo úseků vodních toků.
- Překážky související s vlastnictvím jednotlivých objektů.
- Překážky ekonomické.

5.3.1 Posouzení realizací podle některých kritérií

Výkon turbíny je závislý na spádu, průtočném množství vody a účinnosti. Rozměrové provedení turbíny je závislé na průměru oběžného kola. Od jeho velikosti se také odvozují všechny ostatní rozměry jednotlivých částí turbin, např. výška rozváděcích lopat, rozměry turbinové spirály, savky, atp. Současně také typ turbíny a velikost oběžného kola ovlivňuje i cenu materiálu, generátoru, montážní práce na lokalitě a tím i výslednou cenu. Průměr oběžného kola je tak charakteristickým a rozhodujícím parametrem všech jmenovaných ukazatelů potřebných pro stanovení celkových investic turbosoustrojí. Výkon turbíny roste s druhou mocninou průměru oběžného kola. [26]

V této oblasti je více závislostí, např.:

- absolutní výše ceny turbíny závisí na její hmotnosti a pracnosti při výrobě – hmotnost je potom ovlivněna také typem zvolené turbíny, a jejím výkonem,
- při zmenšujícím se spádu a při stejném výkonu se velikost a cena turbíny zvyšuje,
- váha technologie při geometrickém zvětšování rozměrů všech částí roste s třetí mocninou a výrobní pracnost s druhou mocninou.

Jenom výše investic by však neměla být hlavním ukazatelem pro rozhodování k realizaci MVE. Daleko vyšší váhu má zde ekonomické vyhodnocení podnikatelského záměru, jehož konečným ukazatelem je návratnost vynaložených investic. Doba návratnosti při daných investicích je nejvíce ovlivněna výrobou a potažmo sjednanou cenou za dodanou energii. Výrazným činitelem pro investice je i možnost získání některé z podpor, které jsou poskytovány pro obnovitelné zdroje energií. Zhruba před 10 lety se za optimální návratnost investic u MVE považovala doba 8 až 12 let. V dnešní době je brána návratnost investic 15 let za přijatelnou. Je to zřejmě ovlivněno kalkulací investorů se zvyšováním výkupní ceny energie a tím i se zvyšováním užitné hodnoty MVE. Je zde hlavně skutečnost, že MVE představuje obnovitelný zdroj energie prakticky na neomezenou dobu. [26]

6 EKONOMICKÉ HODNOCENÍ PROJEKTŮ

Při posuzování ekonomické efektivity projektů je nezbytné respektovat některé obecné zásady, k nimž patří zejména [26]:

- výpočet na bázi peněžních toků (cash flow), vyvolaných hodnocenou investicí, projektem,
- použití správných kritérií ekonomické efektivity,
- zahrnutí veškerých relevantních položek včetně výnosu vlastního kapitálu (diskont, cena peněz v čase) do hodnocení,
- důsledné používání marginálních veličin vyvolaných rozhodnutím hodnocený projekt realizovat (hodnocení musí zahrnovat budoucí hodnoty všech změn peněžních toků vyvolaných projektem),
- výpočet v běžných (nominálních) cenách s respektováním cenového vývoje jednotlivých položek příjmů a výdajů,
- volba korektní doby porovnání na bázi doby ekonomické životnosti investice, tj. doby, za kterou budou pro daný projekt sledovány peněžní toky,
- respektování případných důsledků projektu po skončení hodnoceného období (náklady na likvidaci, zůstatková hodnota projektu),
- použití odpovídajícího hlediska pro hodnocení při výpočtu peněžních toků,
- respektování důsledků financování (vlastní prostředky, úvěr, popř. investiční nebo jiné dotace),
- respektování daňových souvislostí (daňové odpisy, daňové úlevy, daňová ztráta atd.).

Na základě těchto zásad je potřeba vytvořit ekonomický model posuzovaného projektu, který odráží všechny příjmy a výdaje vyvolané realizací projektu. Model současně musí zahrnovat celý životní cyklus projektu od přípravné fáze až po likvidaci projektu. [26]

C. PRAKTICKÁ ČÁST - VLASTNÍ ŘEŠENÍ

7 NÁVRH ŘEŠENÍ MVE

Navržené řešení vychází z nezbytné úpravy toku, posouzení kapacity koryta a návrhu vhodného uspořádání vírových turbin pro malou vodní elektrárnu, která má být vybudována na Mlýnském náhonu v obci Hovězí. Pro energetické využití této lokality jsem posoudil soustrojí s vírovou turbinou v násoskovém provedení. Náhon je levobřežním odbočením Vsetínské Bečvy v km 29,475.

8 POPIS NÁHONU

Mlýnský náhon byl postaven v 19. století pro pohon tří mlýnů, valchy a dvou pil a později upraven pro pohon dvou malých vodních elektráren u stávajících mlýnů a pil a pro zásobování užitkovou vodou. Vtokový objekt je na levém břehu u jezu v říčním km 29,475 Vsetínské Bečvy. Na začátku náhonu, v místě původní jalové propusti, byla v roce 1988 postavena nová MVE se dvěma násoskovými turbinami o max. hltnosti $2 \times 1 \text{ m}^3/\text{s}$, která využívá rozdílu výšek na Bradovském jezu v Hovězí. Horní část náhonu prochází nejprve řídce zastavěnou částí obce okolo autokempu TJ Hovězí, dále objektem Hromadoví pily (dříve zde byly instalovány dvě Francisovy turbíny, dnes odstavené). Dál protéká náhon kolem provozní budovy firmy KVD zastavěnou částí obce a šybkou profilu $2 \times 0,5 \text{ m}$ prochází pod Hořanským potokem. U vtoku do šybký je zahrazená manipulační výpusť. V betonové zdi na výtoku šybký je okno se stavidlem, které umožňuje napouštět chovné rybníky a sádky ČRS přímo z Hořanského potoka a nadlepšovat průtok v Mlýnském náhonu. Průtočná kapacita šybký byla spočítána na $1,1 \text{ m}^3/\text{s}$. Další část náhonu prochází nejprve mezi

rodinnými domy v obci, potom nezpevněným zemním korytem až za objekt nové ČOV Hovězí, kde se nachází odlehčovací stoka. V současné době protéká voda odlehčením zpět do Vsetínské Bečvy. Před objektem Blažkova mlýna je koryto vedené mezi kamenobetonovými a zemními hrázkami. [14]

Z původních hydroenergetických zařízení se zachovala pouze turbina, která sloužila pro pohon pily. Majitel náhonu Josef Valchář chce v tomto prostoru postavit novou MVE, která bude využívat původní rozdíl výšek hladin Blažkova mlýna (3,0 m).

Projektovaná kapacita koryta náhonu je 1,11 m³/s při šířce dna 2-3 m a hloubce u vtoku 0,55 m. Celková hloubka průtočného profilu byla původně min. 1 m.

8.1 SPRÁVCE VODNÍHO TOKU

Správcem celého náhonu jako vodního toku je v současné době Zemědělská vodohospodářská správa, pracoviště Valašské Meziříčí. Majitelem horní části náhonu po km 1,606 je ing. Aleš Hromada, majitelem střední části náhonu km 1,616-3,509 je pan Josef Valchář, majitelem dolní části náhonu po výust' do Vsetínské Bečvy je obec Janová. Vlastnická práva k jednotlivým objektům na toku jsou uvedena v [14] Manipulačním řádu.

9 VÝBĚR VHODNÉ TECHNOLOGIE

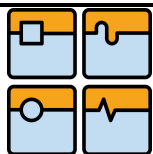
Pro energetické řešení oblasti s malou měrnou energií se jeví jako nejvhodnější technologie z hlediska stavební náročnosti a s tím souvisejících nákladů na realizaci, použití vírové turbíny s násoskovou savkou a asynchronním generátorem. Vírová turbina je vhodná pro malé spády, nepotřebuje rozvaděč, spojení s generátorem lze provést bez převodovky. Její účinnost v optimálním bodě dosahuje cca 85% u přímoproudé, a cca 70% v násoskovém uspořádání.

10 PROJEKTOVÁ PŘÍPRAVA MVE

10.1 HYDROLOGICKÉ ÚDAJE O TOKU

| | |
|----------------------------------|---|
| tok | Mlýnský náhon Hovězí (na toku Vsetínské Bečvy) |
| správce náhonu | Zemědělská vodohospodářská správa, Oblast povodí Moravy a Dyje |
| správce toku Vsetínská Bečva | Povodí Moravy s.p. |
| katastrální území | Hovězí, Janová |
| povodí, staničení | Vsetínská Bečva, km 29,475 (nátok do náhonu) |
| délka toku [km] | 5,247 |
| číslo hydrologického pořadí | 4-11-01-041 |
| identifikátor toku | 10102709 |
| kategorie vodohospodářského díla | IV. kategorie |
| maximální kapacita náhonu | 1,110 m ³ /s |
| celkový spád MVE | 3,0 m |

Celkový spád MVE je výškový rozdíl hladin před vtokem a před vyústěním odpadu za předpokladu nulového průtoku elektrárnou [13].



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Tab. 1 M-denní průtoky v profilu km 29,475 (Bradovský jez)

| | | | | | | | |
|-----------------------|-------|------|------|------|------|------|------|
| dny | 30 | 90 | 180 | 270 | 330 | 355 | 364 |
| Q [m ³ /s] | 12,20 | 3,76 | 1,59 | 0,77 | 0,42 | 0,29 | 0,13 |

Tab. 2 N-leté průtoky v profilu km 29,475 (Bradovský jez)

| | | | | | | | |
|-----------------------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| roky | 1 | 2 | 5 | 10 | 20 | 50 | 100 |
| Q [m ³ /s] | 84,00 | 131,00 | 190,00 | 217,00 | 235,00 | 244,00 | 267,00 |

Tab. 3 N-leté průtoky z vlastního povodí náhonu

| | | | | | | | |
|-----------------------|------|------|------|------|------|------|-------|
| roky | 1 | 2 | 5 | 10 | 20 | 50 | 100 |
| koef. | 0,10 | 0,15 | 0,23 | 0,33 | 0,47 | 0,70 | 1,00 |
| Q [m ³ /s] | 1,03 | 1,55 | 2,37 | 3,40 | 4,84 | 7,21 | 10,30 |

Maximální kapacita náhonu před opravou koryta**do 0,30 m³/s****Maximální kapacita náhonu po opravě koryta****1,110 m³/s****Minimální přípustný průtok v Bečvě pod Bradovským jezem****0,420 m³/s**

Náhon leží v dílčím povodí Vsetínské Bečvy, číslo hydrologického pořadí 4-11-01-041. Hodnoty průtoků ve Vsetínské Bečvě zpracoval ČHMÚ v roce 1970. Průtoky byly postupně aktualizovány pro projekt „Oprava Bradovského jezu Hovězí – Vs. Bečva km 29,474“ v lednu 1989. Uvedená hydrologická data N-letých a M-denních průtoků jsem převzal ze zprávy „Manipulační řád [14]“ poskytnuté p. Valchárem za účelem zpracování této diplomové práce. Průtoky vody v náhonu jsou závislé na průtocích ve Vsetínské Bečvě nad Bradovským jezem a mohou být krátkodobě ovlivněny přívalovými srážkami.

10.1.1 Hydrologické podklady

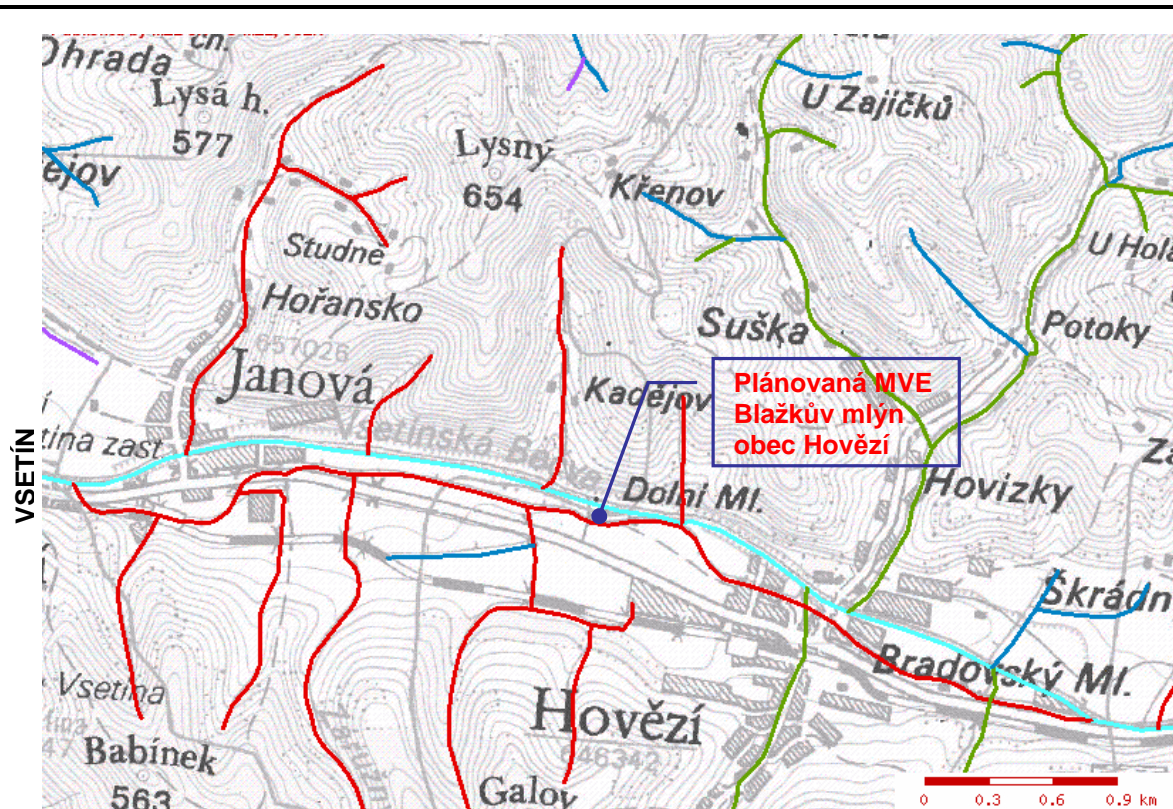
Základním hydrologickým podkladem pro návrh MVE je čára překročení denních průtoků.

Měrné křivky je nutno vyšetřit v rozsahu průtoků, v němž má MVE pracovat. Tyto křivky společně s čarou překročení denních průtoků jsou podkladem pro zpracovávání čáry trvání spádu a výkonu a součtové čáry výroby energie.

Za výchozí hydrologické podklady se považují též odběry, předepsané průtoky nebo vodní stavy, které je nutno zachovat nebo neovlivňovat provozem a odběrem MVE, případně i jiné podmínky pro odběr pro MVE stanovené příslušným vodohospodářským orgánem. [13]

10.1.2 Povodí Vsetínské Bečvy

Vodoměrná stanice Vsetín se nachází zhruba ve střední části toku. Povodí, které tato stanice uzavírá, má plochu 505,60 km². Vyznačuje se členitým vrchovinným reliéfem s průměrnou nadmořskou výškou 608 m n.m. a průměrným sklonem 14°. Rozložení srážek během roku je zde totožné s rozložením v horní části povodí – maximum v červnu, minimum v březnu. Největší Q_m byly dosaženy v březnu, nejmenší v září. Na rozdíl od horního povodí Vsetínské Bečvy nad Jezerním potokem zde došlo k posunu nejvodnějšího měsíce z dubna na březen. Příčinou jsou zvýšené odtoky z tání sněhové pokrývky ve středních a nižších nadmořských výškách, k nimž dochází dříve než ve výše položených částech povodí. V nejvodnějším období únor-duben odtéká téměř 40% z celoročního množství, naopak v podzimním období (září-listopad) pouze 14%. Průměrný roční specifický odtok je o 22% menší než u horní části povodí. [32]



Obr. 2 Snímek z Evidence vodních toků (Zdroj: <http://i-voda.mze.cz>)

10.2 DISPOZIČNÍ USPOŘÁDÁNÍ MVE

Dispoziční uspořádání nové MVE bude ovlivňováno typem vzdouvacího zařízení. Výsledná varianta dispozičního uspořádání umožní dosáhnout optimálního využití hydroenergetického potenciálu. Dispoziční uspořádání musí zabezpečovat ekonomicky přiměřenou ochranu strojovny před účinky povodňových průtoků [13]. Předmětem této práce není řešení stavebních úprav. Proto jsem návrh soustrojí provedl na výhledový stav, který předpokládá nutné úpravy koryta a vybudování stavebních konstrukcí, zejména vzdouvacího objektu. Hladina stálého nadržení před MVE s hloubkou vody cca 1,3 m byla v minulosti dosahována při provozu vantroků pohánějících mlýnské kolo. Stávající vzdouvací konstrukce je odstraněna.

10.2.1 Úprava toku

K docílení požadovaného průtoku je nezbytné obnovení průtočného profilu koryta, které bylo původně vybudováno na převedení $1,11 \text{ m}^3/\text{s}$. V současné době je kapacita koryta odhadnuta s ohledem na jeho stav na $0,3 \text{ m}^3/\text{s}$. Horní část náhonu protéká zemním korytem s proměnlivou šířkou a nezpevněnými břehy. Nad přelivnou hranou Blázkova mlýna je voda odlehčována zpět do Bečvy. Za odlehčením je koryto přehrazeno příjezdem k rodinnému domku. Dolní část náhonu je suchá až po levostranný přítok potoka. Od místa tohoto přítoku po zaústění do Bečvy bylo v minulých letech koryto vyčištěno a zkapacitněno obcí Janová.

Je nutné koryto vyčistit, obnovit lichoběžníkový průtočný profil a provést technické úpravy k zajištění stability svahů a dna.

V rámci úprav toku bude vybudován pevný vzdouvací objekt, vybavený jalovou propustí a jalovým přepadem. Jalová propust bude sloužit k odsávání usazených nečistot před vzdouvacím objektem a jejich vypouštění do podjezí. Konstrukčně připadá v úvahu např. betonová hrázka. Odpadní potrubí turbíny bude zaústěno do betonového vývařiště.

10.3 HYDROTECHNICKÉ ŘEŠENÍ

10.3.1 Základní parametry hydroenergetického díla

Pracovní proces každého vodního stroje, každé vodní turbíny je určován jejich základními pracovními parametry, tj. veličinami, které charakterizují jak vnitřní hydraulické jevy, tak proces přeměny mechanické energie vody na mechanickou energii rotujícího hřídele. K základním parametrům patří spád, průtok, výkon, otáčky a účinnost. Kromě uvedených základních parametrů je turbína charakterizována také konstrukčními parametry, jejichž hodnoty bývají obvykle vyjadřovány jako násobky průměru oběžného kola. [17]

10.3.2 Hydraulické řešení Mlýnského náhonu pro ustálené rovnoměrné proudění

Při výpočtu jsem vycházel z rovnice Chézyho pro ustálené rovnoměrné proudění

v prizmatických otevřených korytech [7]: $Q = S \cdot C \cdot \sqrt{R \cdot I} = K \cdot \sqrt{I}$

kde $Q [m^3 \cdot s^{-1}]$ je průtok vody kanálem $R [m]$ hydraulický poloměr ($R = S/O$)

$S [m^2]$ plocha průtočného profilu $O [m]$ omočený obvod

$v [m \cdot s^{-1}]$ rychlost vody $I [‰]$ sklon dna

$C [m^{1/2} \cdot s^{-1}]$ rychlostní součinitel K modul průtoku ($K = S \cdot C \cdot R^{1/2}$)

U lichoběžníkového profilu je

průtočná plocha: $S = h \cdot (b + m \cdot h)$ omočený obvod: $O = b + 2 \cdot h \cdot \sqrt{1 + m^2}$

hydraulický poloměr: $R = \frac{S}{O} = \frac{h \cdot (b + m \cdot h)}{b + 2 \cdot h \cdot \sqrt{1 + m^2}}$ rychlost: $v = C \cdot \sqrt{R \cdot I}$

Stanovení rychlostního součinitele C jsem provedl podle Manninga $C = \frac{1}{n} \cdot R^{1/6}$, pro podélný

sklon náhonu: $I = 0,0015$ (1,5 ‰) šířku koryta ve dně: $b = 2,50$ m

sklon svahů: $m = 1$ ($\angle 1:1$) drsnost: n (0,025; 0,030; 0,040)

Výpočet byl proveden variantně za účelem ověření kapacity odpadního koryta náhonu pro různé součinitele drsnosti „ n “. Při stavu dobré údržby $n = 0,025$, při podprůměrné údržbě $n = 0,030$ a pro stav kanálu zarostlého kořeny, s výmoly nebo nánosy $n = 0,040$.

Závislost průtoku „ Q “ a rychlosti „ v “ vody v dolní části náhonu na různých hloubkách vody graficky znázorňuje konzumní křivka koryta. Každá měrná křivka vynesena v následujícím grafu (Graf 1) je sestrojena pro danou drsnost koryta.

Z výsledků zpracovaných dat je patrné, že bezpečné převedení max. průtoku $Q_{max} = 1,11 m^3 \cdot s^{-1}$ se bude realizovat při hloubce $h = 0,52$ m za předpokladu běžné údržby (měrná křivka červené barvy). Se zvyšujícím se součinitelem drsnosti klesá kapacita odpadního koryta a naopak s klesajícím „ n “ kapacita roste. Kapacita koryta při dobré údržbě a při stavu neudržovaném je charakterizovaná konzumní křivkou zelené, resp. modré barvy.

Abychom výsledky hydrotechnických výpočtů mohli považovat za validní, je nezbytné provést revitalizaci koryta, která spočívá v jeho vyčištění, obnově průtočného lichoběžníkového profilu se sklony svahů 1:1 a zajištění stability svahů a dna. Tato navržená technická opatření a dimenzování koryta jsou předpokladem pro reálný odhad drsnosti $n = 0,030$.

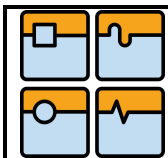
Posouzení kapacity průtočného profilu odpadního koryta je zpracováno v následující tabulce.

Tab. 4 Posouzení kapacity odpadního koryta

POSOUZENÍ KAPACITY ODPADNÍHO KORYTA

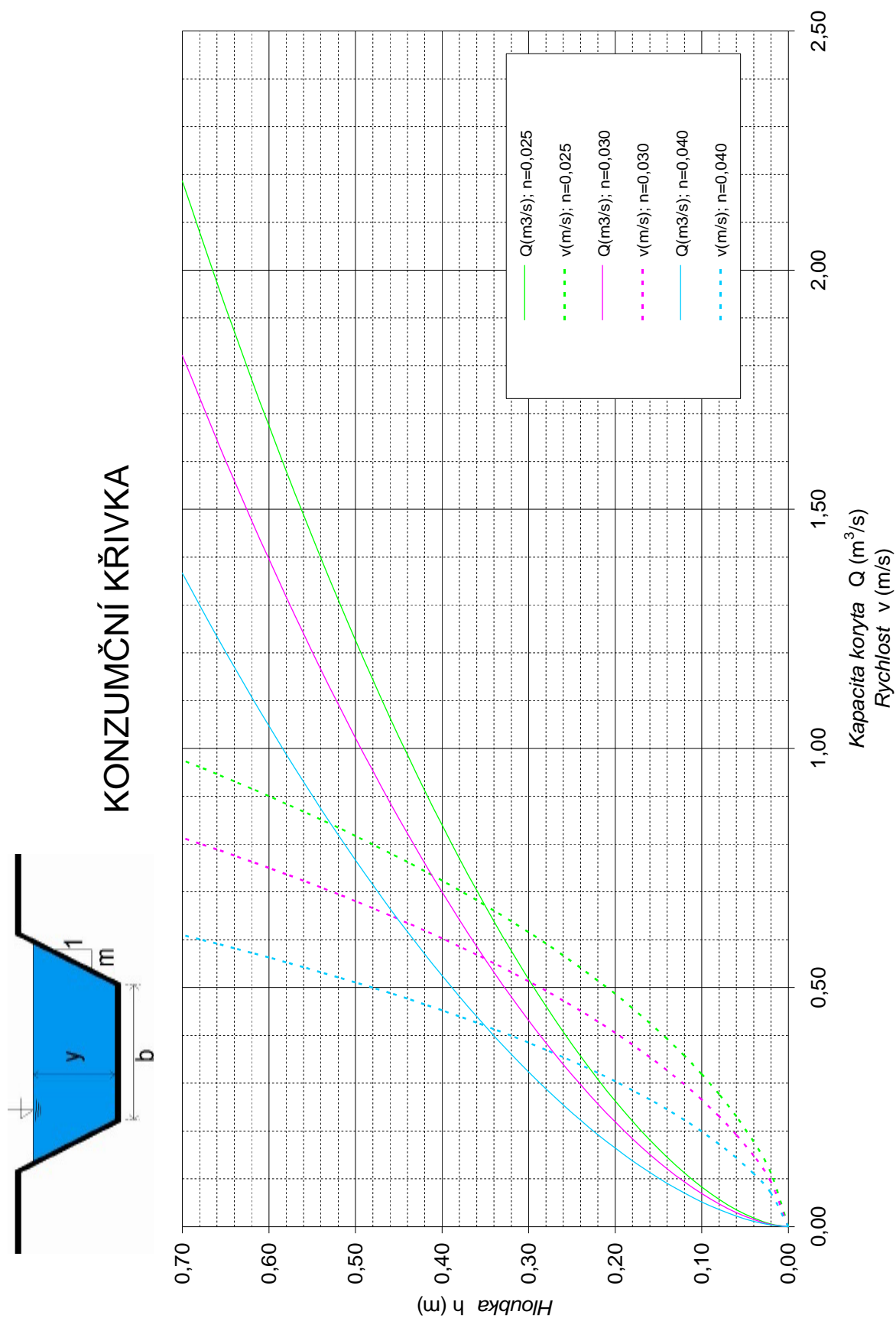
Podélný sklon náhonu I 0,0015
 Sklon svahů 1 : 1
 Šířka koryta ve dně b 2,50 m

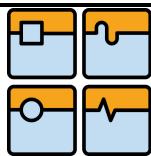
| | | | | Zemní kanály při dobré údržbě | | | Zemní kanály s podprůměrnou údržbou | | | Kanály zarostlé kořeny, s výmoly, s nánosy | | | |
|------|----------------|------|------|----------------------------------|------|-------------------|--|------|-------------------|---|------|-------------------|----------------|
| | | | | stupeň drsnosti n= 0,025 | | | stupeň drsnosti n= 0,030 | | | stupeň drsnosti n= 0,040 | | | |
| h | S | O | R | C | v | Q | C | v | Q | C | v | Q | H _b |
| m | m ² | m | m | | m/s | m ³ /s | | m/s | m ³ /s | | m/s | m ³ /s | m |
| 0,00 | 0,00 | 2,50 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 3,00 |
| 0,02 | 0,05 | 2,56 | 0,02 | 20,79 | 0,11 | 0,01 | 17,33 | 0,09 | 0,00 | 12,99 | 0,07 | 0,00 | 2,98 |
| 0,04 | 0,10 | 2,61 | 0,04 | 23,28 | 0,18 | 0,02 | 19,40 | 0,15 | 0,02 | 14,55 | 0,11 | 0,01 | 2,96 |
| 0,06 | 0,15 | 2,67 | 0,06 | 24,85 | 0,23 | 0,04 | 20,71 | 0,19 | 0,03 | 15,53 | 0,14 | 0,02 | 2,94 |
| 0,08 | 0,21 | 2,73 | 0,08 | 26,02 | 0,28 | 0,06 | 21,68 | 0,23 | 0,05 | 16,26 | 0,17 | 0,04 | 2,92 |
| 0,10 | 0,26 | 2,78 | 0,09 | 26,94 | 0,32 | 0,08 | 22,45 | 0,27 | 0,07 | 16,84 | 0,20 | 0,05 | 2,90 |
| 0,12 | 0,31 | 2,84 | 0,11 | 27,72 | 0,36 | 0,11 | 23,10 | 0,30 | 0,09 | 17,32 | 0,22 | 0,07 | 2,88 |
| 0,14 | 0,37 | 2,90 | 0,13 | 28,38 | 0,39 | 0,15 | 23,65 | 0,33 | 0,12 | 17,74 | 0,25 | 0,09 | 2,86 |
| 0,16 | 0,43 | 2,95 | 0,14 | 28,96 | 0,43 | 0,18 | 24,14 | 0,35 | 0,15 | 18,10 | 0,27 | 0,11 | 2,84 |
| 0,18 | 0,48 | 3,01 | 0,16 | 29,48 | 0,46 | 0,22 | 24,57 | 0,38 | 0,18 | 18,43 | 0,29 | 0,14 | 2,82 |
| 0,20 | 0,54 | 3,07 | 0,18 | 29,95 | 0,49 | 0,26 | 24,96 | 0,41 | 0,22 | 18,72 | 0,30 | 0,16 | 2,80 |
| 0,22 | 0,60 | 3,12 | 0,19 | 30,37 | 0,51 | 0,31 | 25,31 | 0,43 | 0,26 | 18,98 | 0,32 | 0,19 | 2,78 |
| 0,24 | 0,66 | 3,18 | 0,21 | 30,76 | 0,54 | 0,36 | 25,63 | 0,45 | 0,30 | 19,23 | 0,34 | 0,22 | 2,76 |
| 0,26 | 0,72 | 3,24 | 0,22 | 31,12 | 0,57 | 0,41 | 25,93 | 0,47 | 0,34 | 19,45 | 0,35 | 0,25 | 2,74 |
| 0,28 | 0,78 | 3,29 | 0,24 | 31,45 | 0,59 | 0,46 | 26,21 | 0,49 | 0,38 | 19,66 | 0,37 | 0,29 | 2,72 |
| 0,30 | 0,84 | 3,35 | 0,25 | 31,77 | 0,62 | 0,52 | 26,47 | 0,51 | 0,43 | 19,85 | 0,39 | 0,32 | 2,70 |
| 0,32 | 0,90 | 3,41 | 0,27 | 32,06 | 0,64 | 0,58 | 26,72 | 0,53 | 0,48 | 20,04 | 0,40 | 0,36 | 2,68 |
| 0,34 | 0,97 | 3,46 | 0,28 | 32,33 | 0,66 | 0,64 | 26,94 | 0,55 | 0,53 | 20,21 | 0,41 | 0,40 | 2,66 |
| 0,36 | 1,03 | 3,52 | 0,29 | 32,59 | 0,68 | 0,70 | 27,16 | 0,57 | 0,59 | 20,37 | 0,43 | 0,44 | 2,64 |
| 0,38 | 1,09 | 3,57 | 0,31 | 32,84 | 0,70 | 0,77 | 27,37 | 0,59 | 0,64 | 20,52 | 0,44 | 0,48 | 2,62 |
| 0,40 | 1,16 | 3,63 | 0,32 | 33,07 | 0,72 | 0,84 | 27,56 | 0,60 | 0,70 | 20,67 | 0,45 | 0,52 | 2,60 |
| 0,42 | 1,23 | 3,69 | 0,33 | 33,29 | 0,74 | 0,91 | 27,75 | 0,62 | 0,76 | 20,81 | 0,46 | 0,57 | 2,58 |
| 0,44 | 1,29 | 3,74 | 0,35 | 33,51 | 0,76 | 0,99 | 27,92 | 0,64 | 0,82 | 20,94 | 0,48 | 0,62 | 2,56 |
| 0,46 | 1,36 | 3,80 | 0,36 | 33,71 | 0,78 | 1,06 | 28,09 | 0,65 | 0,89 | 21,07 | 0,49 | 0,66 | 2,54 |
| 0,48 | 1,43 | 3,86 | 0,37 | 33,90 | 0,80 | 1,14 | 28,25 | 0,67 | 0,95 | 21,19 | 0,50 | 0,71 | 2,52 |
| 0,50 | 1,50 | 3,91 | 0,38 | 34,09 | 0,82 | 1,23 | 28,41 | 0,68 | 1,02 | 21,31 | 0,51 | 0,77 | 2,50 |
| 0,52 | 1,57 | 3,97 | 0,40 | 34,27 | 0,83 | 1,31 | 28,56 | 0,70 | 1,09 | 21,42 | 0,52 | 0,82 | 2,48 |
| 0,54 | 1,64 | 4,03 | 0,41 | 34,44 | 0,85 | 1,40 | 28,70 | 0,71 | 1,17 | 21,53 | 0,53 | 0,87 | 2,46 |
| 0,56 | 1,71 | 4,08 | 0,42 | 34,61 | 0,87 | 1,49 | 28,84 | 0,72 | 1,24 | 21,63 | 0,54 | 0,93 | 2,44 |
| 0,58 | 1,79 | 4,14 | 0,43 | 34,77 | 0,88 | 1,58 | 28,98 | 0,74 | 1,32 | 21,73 | 0,55 | 0,99 | 2,42 |
| 0,60 | 1,86 | 4,20 | 0,44 | 34,93 | 0,90 | 1,67 | 29,11 | 0,75 | 1,40 | 21,83 | 0,56 | 1,05 | 2,40 |
| 0,62 | 1,93 | 4,25 | 0,45 | 35,08 | 0,92 | 1,77 | 29,23 | 0,76 | 1,48 | 21,92 | 0,57 | 1,11 | 2,38 |
| 0,64 | 2,01 | 4,31 | 0,47 | 35,22 | 0,93 | 1,87 | 29,35 | 0,78 | 1,56 | 22,01 | 0,58 | 1,17 | 2,36 |
| 0,66 | 2,09 | 4,37 | 0,48 | 35,36 | 0,95 | 1,97 | 29,47 | 0,79 | 1,65 | 22,10 | 0,59 | 1,23 | 2,34 |
| 0,68 | 2,16 | 4,42 | 0,49 | 35,50 | 0,96 | 2,08 | 29,59 | 0,80 | 1,73 | 22,19 | 0,60 | 1,30 | 2,32 |
| 0,70 | 2,24 | 4,48 | 0,50 | 35,64 | 0,98 | 2,19 | 29,70 | 0,81 | 1,82 | 22,27 | 0,61 | 1,37 | 2,30 |



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Graf 1 Konzumní křivka odpadního koryta



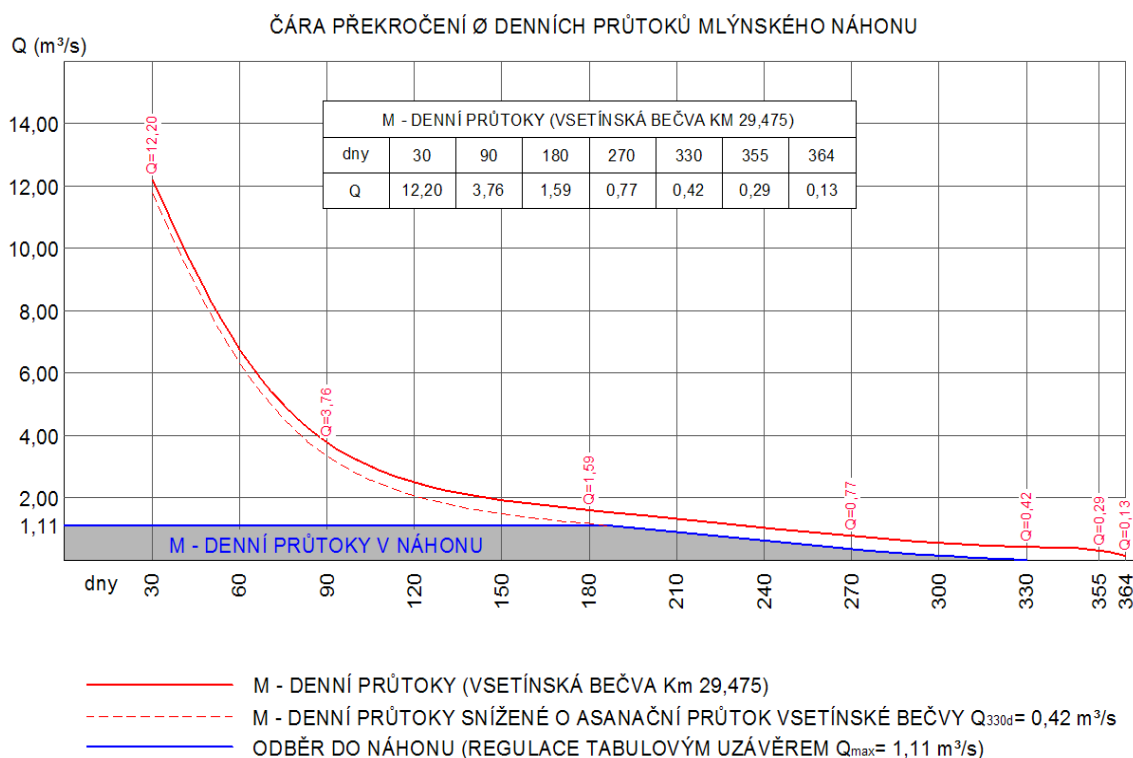


10.3.3 Zhodnocení lokality z hydrologického hlediska

Pro orientační technické zhodnocení jsem zpracoval čáru překročení průměrných denních průtoků. Ta statisticky znázorňuje počet dnů v roce, ve kterých je průtok dosažen nebo překročen. Čára překročení průměrných denních průtoků v náhonu je v podstatě čarou odběru ze Vsetínské Bečvy v km 29,475, snižená o minimální, tzv. asanační průtok 0,42 m³/s Bečvy. MVE p. Valcháře může využívat veškerý průtok náhonem, protože se jedná průtočnou vodní elektrárnu.

Při nízkých průtocích v Bečvě bude do náhonu odebíráno pouze tolik vody, aby v korytě Vsetínské Bečvy pod Bradovským jezem protékalo $Q_{\min} = 0,42 \text{ m}^3/\text{s}$.

Průtok vody z Bečvy do náhonu se reguluje polohou tabule stavidlového uzávěru vtokového objektu v závislosti na poloze hladiny vody v Bečvě. Průtočné množství vody se zjišťuje na vodočtu za vtokovým objektem. Do náhonu je propouštěn průtok po max. kapacitu koryta 1,11 m³/s. Průtok náhonem je zpracován v grafu č. 2.

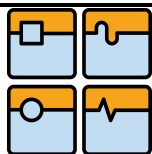


Graf 2 Čára překročení průměrných denních průtoků

Návrhový průtok vodní elektrárny se doporučuje brát blízký devadesátidennímu průměrnému dennímu průtoku Q_{90d} . V případě řešené lokality bude max. průtok náhonem 1,11 m³/s dosažen cca 190 dní v roce.

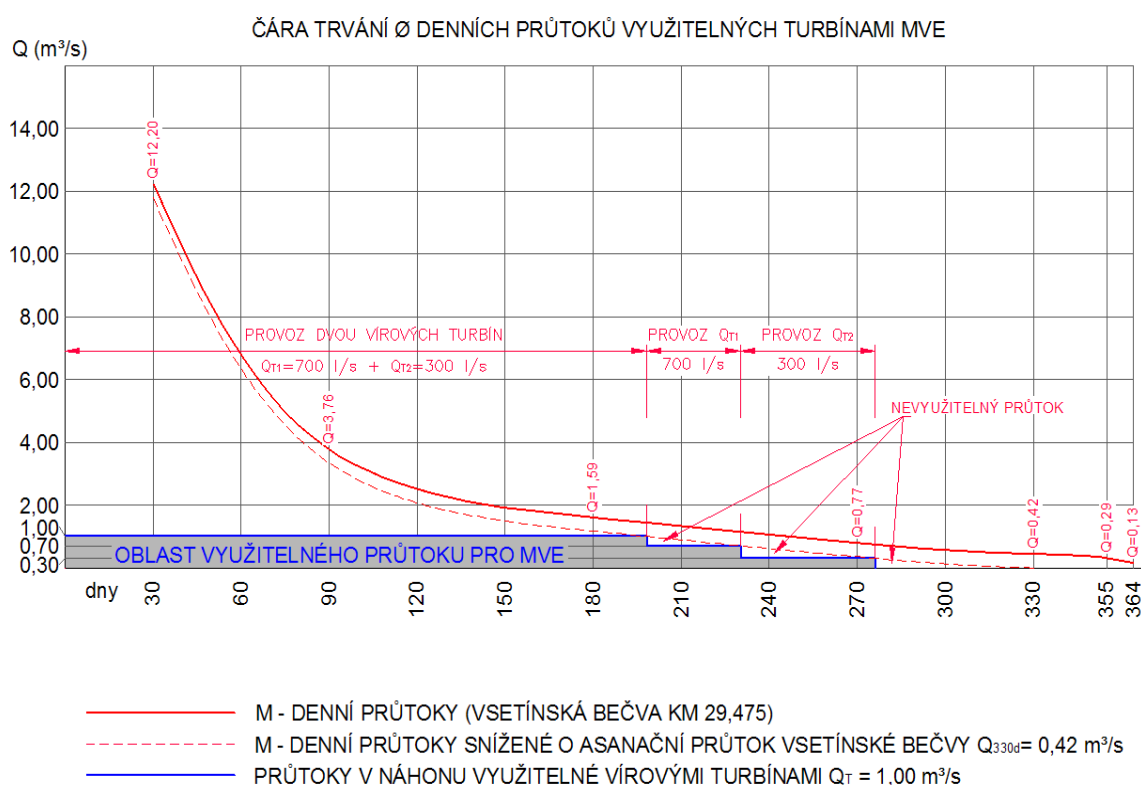
Norma ČSN 73 6881 [13] uvádí, že při více než dvou soustrojích se mají všechna soustrojí navrhovat stejné velikosti. Návrh soustrojí nestejných velikostí musí být v návrhu zdůvodněn.

Požadavek p. Valcháře na využití energie vody je pomocí dvou vírových turbin bez regulace otáček. Abychom dokázali efektivně využít i málo vodné období během roku, kdy průtoky klesají až k 0,3 m³/s, navrhl jsem uspořádání MVE se dvěma stroji s hlností 700 a 300 l/s. Návrh dvou menších turbin umožní jednak využití nízkých průtoků jen jednou z turbin, jejíž hlnost je nižší než by byla hlnost pouze jednoho instalovaného soustrojí MVE, a dále provoz alespoň jedné z turbin při haváriích nebo opravách.



DIPLOMOVÁ PRÁCE

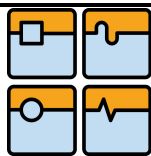
Oblast využitelného průtoku pro MVE, znázorněna v grafu č.3, odhaduje kolik dnů v roce budou turbíny v provozu. Pracovní pásma turbin stanovují, že současně budou obě soustrojí pracovat při průtoku náhonem $1,00 \text{ m}^3/\text{s}$ a vyšším cca 198 dnů v roce. Jestliže průtok turbinami poklesne pod $1,00 \text{ m}^3/\text{s}$ bude v chodu jen turbína VT-1 s hltností 700 l/s , po dobu cca 32 dnů v roce, a v případě průtoku menším než 700 l/s bude v provozu jen turbína VT-2 s hltností 300 l/s , po dobu cca 46 dnů v roce. Pokud bude průtok náhonem nižší než 300 l/s , nebude tento průtok využitý k výrobě elektrické energie.



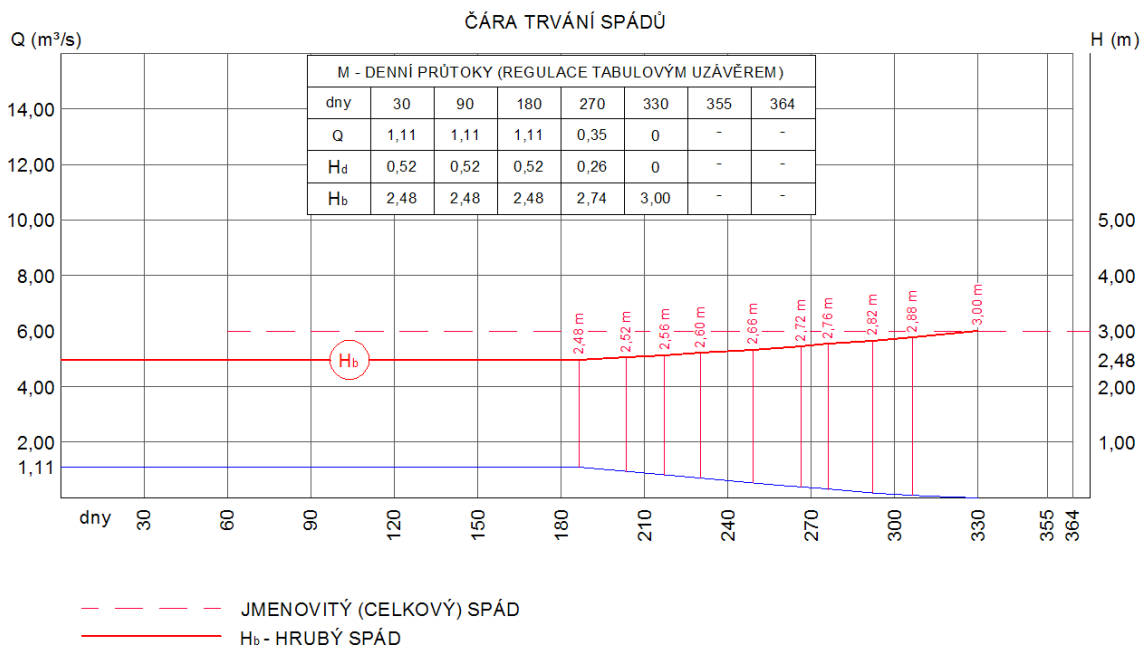
Graf 3 Čára trvání průměrných denních průtoků využitelných MVE

Během provozu MVE se výrazně projeví ztráta na výrobě elektrické energie, a to v důsledku ztráty spádu vzdouváním dolní vody pod elektrárnu.

Odpad od turbin bude zaústěn do odpadního koryta pod MVE, které je charakterizováno konzumní křivkou koryta $Q=f(h)$ v profilu zaústění. Stanovení hrubého spádu $H_b=3,0-h$ se provede k jednotlivým průtokům čáry překročení. Spád je tedy v nepřímé závislosti na průtoku. Za velkých průtoků, např. při povodni, může dojít k poklesu spádu natolik, že turbíny již nebudou schopny podávat výkon! Podle čáry trvání spádů je patrné, že při průtoku $Q = 1,11 \text{ m}^3/\text{s}$ bude hrubý spád $H_b = 2,48 \text{ m}$.



DIPLOMOVÁ PRÁCE



Graf 4 Čára trvání spádů

Stanovení čistého (užitého) spádu H_n

Užitný spád určíme tak, že výškový rozdíl hladin před vtokovým objektem a před vyústěním odpadu zmenšíme o hydraulické ztráty v hydraulickém obvodu MVE. [13]

Mezi ztráty, které se budou realizovat v našem případě, patří vtoková ztráta (vliv kontrakce), ztráta na česlích a ztráty vlivem kónického zúžení na vtoku a vlivem difuzornosti odpadního potrubí savky. Místní ztráty v hydraulickém obvodu MVE (např. v kolenech násosky) a ztráty třením po délce jsou již započítány v účinnosti modelové turbíny.

10.3.4 Návrh česlí**Výpočet ztráty tlakové výšky na česlích**

Při proudění mezi česlicemi dochází k hydraulické místní ztrátě vlivem deformace rychlostního pole a to vytvářením vírových oblastí při nedokonalém obtékání překážek (česlic) v proudu kapaliny, rozšířením a zúžením proudu, dělením a slučováním proudu nebo jinými rušivými zásahy. Obecně lze místní ztrátu na česlích pro kanály s volnou hladinou dle Kirschnera vyjádřit [1]:

$$\Delta h_c = \beta \cdot \left(\frac{t}{b} \right)^{4/3} \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \sin \alpha$$

b - mezery mezi česlicemi

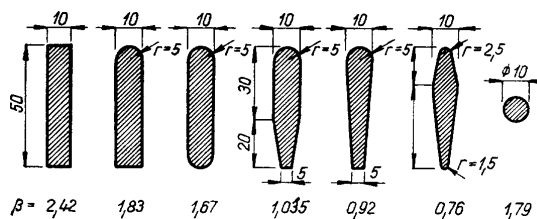
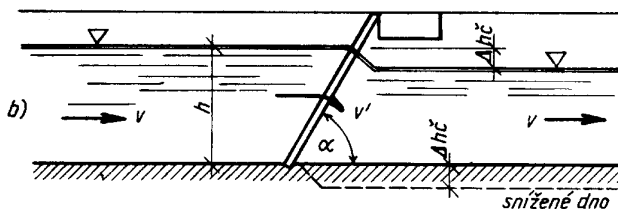
t - tloušťka česlic

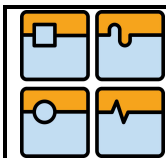
v - rychlost vody před česlicemi

α - úhel sklonu česlí

β - tvarový součinitel

g - gravitační zrychlení



**Návrh parametrů jemných česlí**

K zachycení podstatných nečistot (kmeny, trámy, ledové kry a pod.) plujících po hladině nebo unášené pod hladinou zajišťuje stávající svislá česlová stěna na vtoku do náhonu. Pro úsek náhonu před násoskou MVE tedy nemusíme předpokládat výskyt větších nečistot.

V úvahu však připadá nebezpečí ucpání průtokového průřezu násosky nebo poškození turbíny např. spadáním listů, úlomky větví a drobnými předměty. Vtok na MVE bude chráněn jemnými česlicemi, společnými pro oba stroje.

Zvolil jsem česlice s oboustranně zaoblenými hranami s tvarovým součinitelem $\beta = 1,67$. Délka česlice $L = 50$ mm, tloušťka $t = 10$ mm, mezery $b = 25$ mm a sklon česlí 70° . Minimalizaci ztráty tlakové výšky lze docílit jednak příznivým tvarem česlic (např. rybovitý $\beta = 0,76$), optimální velikosti mezer a sklonem česlic od vodorovné roviny (nejnepříznivější 90°).

V provedeném výpočtu se předpokládá, že jsou česlice čisté. Pokud budou za provozu mezery ucpané např. listy, může se rozdíl hladin dramaticky zvýšit, případně průtok ustane docela. Tento problém se může vyskytovat zejména na podzim, kdy čištění bude nezbytné možná i vícekrát denně. Čištění bude prováděno ručně, např. hráběmi.

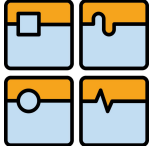
Navrhuji pořízení 1 sady jemných česlí, vyrobených z oceli třídy 11. Spojení jednotlivých česlic provést sešroubováním závitovými tyčemi a mezery vymezit distančními vložkami z vhodného nekorodujícího materiálu, např. z litiny. Při výrobě česlí dojde ke styku různých kovových materiálů, které nesmí vytvářet elektrokorozní články. Další možností je vyrobit kompaktní česlové pole svařované, to však neumožňuje snadnou výměnu poškozených dílů. Kovová konstrukce bude opatřena vhodným nátěrem proti trvalému působení vody.

Z výpočtu tab.5 je zřejmé, že místní ztráta spádu na česlích bude v našem případě jen do 12 milimetrů, při průtoku $1,09 \text{ m}^3/\text{s}$, což je hodnota nevýznamná pro další výpočty a její zohledňování v nich. Navíc za předpokladu, že zatím neprovedenými úpravami koryta, plánovanými p. Valchářem, dojde ke zvýšení přepadové výšky z dnešní návrhové 3,0 m na původní přepadovou výšku, která byla historicky 3,1 m.

Výpočet byl proveden pro náhon s průtočným profilem shodným s parametry odpadního koryta. Lze předpokládat, že stavebními úpravami nad MVE budou česle umístěny v prostoru obdélníkového tvaru s větší průtočnou plochou. Hladina v místě česlí nebude výrazně kolísat a bude přibližně na úrovni hladiny vzdutí. Za těchto okolností dojde ke snížení rychlosti vody na česlích a výsledná ztráta spádu nepřekročí hodnoty uvedené v tabulce 5.

Tab. 5 Výpočet ztráty na česlích

| h | S | O | R | C | $v_{\check{c}}$ | $v_{m\check{c}}$ | Q | zanóřená délka česlic | $\Delta h_{\check{c}}$ | $H_{b\check{c}}$ |
|-------------|--------------|----------|----------|--|-----------------------------------|------------------------------------|-----------------------|--------------------------------------|--|------------------------------------|
| m | m^2 | m | m | $[\text{m}^{1/2} \cdot \text{s}^{-1}]$ | m/s | m/s | m^3/s | m | m | m |
| 0,44 | 1,29 | 3,74 | 0,35 | 27,92 | 0,64 | 0,89 | 0,82 | 0,468 | 0,0095 | 2,550 |
| 0,46 | 1,36 | 3,80 | 0,36 | 28,09 | 0,65 | 0,91 | 0,89 | 0,490 | 0,0100 | 2,530 |
| 0,48 | 1,43 | 3,86 | 0,37 | 28,25 | 0,67 | 0,93 | 0,95 | 0,511 | 0,0105 | 2,510 |
| 0,50 | 1,50 | 3,91 | 0,38 | 28,41 | 0,68 | 0,95 | 1,02 | 0,532 | 0,0109 | 2,489 |
| 0,52 | 1,57 | 3,97 | 0,40 | 28,56 | 0,70 | 0,97 | 1,09 | 0,553 | 0,0114 | 2,469 |
| 0,54 | 1,64 | 4,03 | 0,41 | 28,70 | 0,71 | 0,99 | 1,17 | 0,575 | 0,0119 | 2,448 |
| 0,56 | 1,71 | 4,08 | 0,42 | 28,84 | 0,72 | 1,01 | 1,24 | 0,596 | 0,0123 | 2,428 |
| 0,58 | 1,79 | 4,14 | 0,43 | 28,98 | 0,74 | 1,03 | 1,32 | 0,617 | 0,0128 | 2,407 |
| 0,60 | 1,86 | 4,20 | 0,44 | 29,11 | 0,75 | 1,05 | 1,40 | 0,639 | 0,0133 | 2,387 |

| | | |
|---|--|---------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 33 |
| | DIPLOMOVÁ PRÁCE | |

10.4 HLAVNÍ ČÁSTI SOUSTROJÍ

Oběžné kolo, savka, vodící ložisko turbíny, ucpávka hřídele turbíny, zavzdušňovací ventil, asynchronní generátor.

10.4.1 Celková dispozice turbíny

U vírové turbíny v násoskovém provedení je velmi důležitý správně dimenzovaný zavzdušňovací ventil, který musí být schopen bezpečně odstavit turbínu, jinak hrozí nebezpečí, že se stroj dostane do režimu průběžných otáček a nebude možné jeho zastavení.

Ložisko u oběžného kola bude kluzné. Jeho výhodou je značné zkrácení rotoru i statoru, působení malých sil i na druhé (horní) ložisko u generátoru, nevýhodou je relativně rychlejší opotřebení.

Konstrukce vírové turbíny má výhodu v rychle demontáži oběžného kola, takže je možná jeho rychlá výměna. Tzn., že pro různé návrhové body při stejných jednotkových otáčkách lze s výhodou použít různě řešená oběžná kola pro nižší průtoky. Výměna kola je poměrně rychlá, neboť před kolem chybí rozvaděč. Tedy v případě nutné regulace je zajištěna tato možnost pro delší časové období vyšších či nižších průtoků. [24]

10.5 HYDRAULICKÉ ŘEŠENÍ NÁSOSKY

Nejdokonalejší přeměnu rychlosti kapaliny na tlak dává sací trouba kuželová. Její kónus se však nesmí příliš rozšiřovat, aby nedošlo k odtržení kapaliny od stěn sací trouby. Uspořádané proudění v sací troubě je omezeno na kužel o vrcholovém úhlu do mezních hodnot 8° až 13°.

Podmínku vhodné kuželovitosti savky vyjadřuje vztah $\frac{\sqrt{S_5} - \sqrt{S_3}}{l} = \frac{1}{5}$ až $\frac{1}{8}$, kde S_5 je plocha koncového průřezu sací trouby, S_3 plocha počátečního průřezu a l je jejich osová vzdálenost. Podmínka platí i pro nekruhové průtokové průřezy, předpokládá však rovnoměrné rozšiřování průtokových průřezů po celé délce savky. [4]

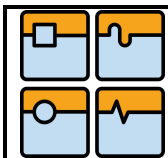
Vtok do násosky

Dispoziční uspořádání vtokového objektu má být navrženo tak, aby při proudění vody vtokovým objektem nedocházelo k nasávání vzduchu a ke vzniku vírů snižujících účinnost turbíny. [13]

Vstupní a výstupní část turbíny se svou účinností podílejí na celkové účinnosti energetické přeměny. Vtoky na turbíny mají mít plynulý proudnicový tvar ve svislém i vodorovném řezu, aby vyvolávaly minimální odpory. Vtoková hrana bude zaoblena a ponořena pod minimální provozní hladinu tak, aby nedocházelo ke vzniku vírů a strhávání vzduchu do vtoku [19].

V případě násosky je potřeba navrhnout ještě kónický vstupní díl, který jsem modeloval s cílem minimálních vtokových ztrát a s ohledem na ztráty způsobené zúžením průtočného profilu před turbínou. Ztráta na vtoku závisí především na jeho tvarové úpravě. Uvedené ztráty, ke kterým dochází při proudění vody vtokovým objektem, odebírají část energie, o kterou se snižuje výkon elektrárny. Tato ztráta se obvykle vyjadřuje jako podíl ztrátové výšky na spádu. Domnívám se, že zvonovitý zužující se tvar vtoku ve směru proudění vody bude působit hydraulicky příznivě i díky plynulému nárůstu rychlosti před oběžným kolem. Vložením dvou kolen mezi vzestupnou-nátokovou a sestupnou-odpadní část násosky se projeví nepříznivě. Nepříznivý vliv bude tím větší, čím větší rychlosti bude proudit voda kolenem, tedy čím blíže je ohyb násosky k oběžnému kolu. [1]

Ztráty místní (v kolenu) a třením po délce, v jiných částech násosky než je kónický nátokový



DIPLOMOVÁ PRÁCE

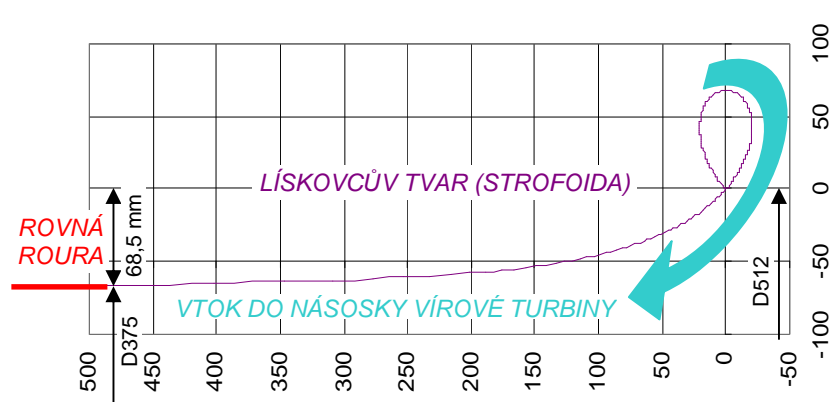
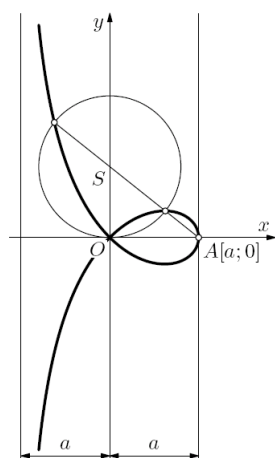
díl a vlastní kuželovitá savka na odpadu násosky (difuzor) jsou již započítány v účinnosti modelové turbíny 2-VT-200. Její účinnost byla měřena na dynamometru v násoskovém uspořádání při konstantním spádu $H_M = 3$ m. Přepočtem pomocí jednotkových charakteristik Q_{11} , n_{11} této hydraulicky podobné turbíny pro náš stroj budou ve výsledných účinnostech, resp. výkonech, ztráty v kolenech a turbinovém prostoru zahrnuty.

Základní idea vhodného návrhu tvarování vtokového objektu vychází z předpokladu, že ideální tvar obrysové linie v libovolných řezech vtoku je blízký s tvarem paprsku vody protékajícího vstupním profilem vtokového objektu. Podepřením tohoto paprsku stěnami dojde k zamezení vzniku kontrakce a získá se tak optimální tvar vtoku – vtokového konfuзору. [3]

Zvolil jsem nátok s hydraulicky účelným tvarem podle Lískovce s hodnotou součinitele vtokové ztráty $\xi=0,04$. Tento typ patří mezi tvar vtoku s vůbec nejnižším ztrátovým součinitelem.

Podle [3] se hodnoty součinitele místní ztráty ξ_{vt} pro různá konstrukční provedení vtokových objektů liší, při použití jednoduchých tvarů vtokového profilu se hodnota součinitele vtokové ztráty může pohybovat v širokém rozmezí, přibližně $0,04 < \xi < 1,00$. Současně dojde ke vzniku ztráty vlivem změny průřezu, tedy zúžením. Pozvolné zúžení profilu potrubí představuje poměrně malou ztrátu. Jeho význam je však v hydraulickém obvodu elektrárny velký, protože umožňuje zhuštění proudových vláken a vyrovnaní rychlostí v rámci příčného řezu přívaděče. Proto se používá zúžení často záměrně.

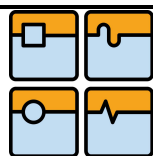
Geometrické odvození tvaru jsem provedl pomocí algebraické křivky strofoidy (obr. 3) a její matematické rovnice: $x \cdot (x^2 + y^2) - a \cdot (x^2 - y^2) = 0$.



Obr. 3 Strofoida

Graf 5 Geometrický tvar vtoku VT-1 v řezu (mm)

Vstupním předpokladem pro výpočet byla světlost turbinového prostoru, který bude v případě vírové turbíny VT-1 = 375 mm, v případě VT-2 = 245 mm. Kružnicový průměr vstupu do strofoidy musí být 1,366 násobkem a výška minimálně 1,25 násobkem průměru navazující roury. Vstupní průměr pro turbínu s průměrem oběžného kola D375 bude 512 mm a pro D245 bude 335 mm. Výška vtokového kusu musí být minimálně 470 mm pro VT-1 a 310 mm pro VT-2. Přírůstek velikosti vstupního průměru (rozšíření) bude $(512 - 375 = 137$ mm, $335 - 245 = 90$ mm). Pro názornost jsem zpracoval graf 5, kde je zobrazeno Lískovcovo zakřivení vtokové plochy, hodnoty jsou v milimetrech. Výška vtokového kusu musí zaručit plynulý, prakticky tečný, přechod na rovné porubí násosky. Tímto návrhem splníme požadované tvarové úpravy vtoku s kontrakcí $\xi_{vt}=0,04$ a současně vznikne dostatečná výška „zvonu“, pro jeho zanoření



pod hladinu.

Minimální hloubku zanoření zamezující vzniku vtokových vírů jsem řešil v kap. 10.5.1.

Tlaková ztráta na vtoku do násosky a kónickým zúžením potrubí

Výpočet tlakové ztráty na vtoku [5]: $z_{vt} = \xi_{vt} \cdot \frac{v^2}{2g}$ (dle Weisbacha)

Výpočet tlakové ztráty kónickým zúžením potrubí $z_{kz} = \xi_{kz} \cdot \frac{v^2}{2g}$, přičemž součinitel ξ_{kz}

odpovídá tabulkové hodnotě v závislosti na úhlu zúžení δ [°]. Ten je u navrhovaného vtoku VT-1 (viz. Graf 5) roven: $\delta = \arctg(68,5/470)$, $\delta \cong 8,29^\circ$. V případě VT-2 je $\delta = \arctg(45,0/310)$, $\delta \cong 8,26^\circ$. Případům, kdy je úhel zúžení v intervalu $\delta = (7-10)^\circ$ odpovídá tabelizovaná hodnota $\xi_{kz} = 0,16$. Rychlost je vztažena k profilu za místem změny průřezu.

Tab. 6 Výpočet ztrát vtokových a vlivem pozvolného zúžení profilu

| NÁSOSKA PRO TURBINU VT-1 | | | | | | | NÁSOSKA PRO TURBINU VT-2 | | | | | | |
|--------------------------|--------------------|--------------------|-------------------|--------------------|--------------------|--------------|--------------------------|--------------------|--------------------|-------------------|--------------------|--------------------|--------------|
| VTOK $D_1 = 512$ mm | | | ZÚŽENÍ 512/375 mm | | | | VTOK $D_2 = 335$ mm | | | ZÚŽENÍ 335/245 mm | | | |
| Q_{T1} | S ($\phi 512$) | v ($\phi 512$) | z_{vt1} | S ($\phi 375$) | v ($\phi 375$) | z_{kz1} | Q_{T2} | S ($\phi 335$) | v ($\phi 335$) | z_{vt2} | S ($\phi 245$) | v ($\phi 245$) | z_{kz2} |
| m^3/s | m^2 | m/s | m | m^2 | m/s | m | m^3/s | m^2 | m/s | m | m^2 | m/s | m |
| 0,60 | 0,206 | 2,914 | 0,017 | 0,110 | 5,432 | 0,241 | 0,18 | 0,088 | 2,042 | 0,009 | 0,047 | 3,818 | 0,119 |
| 0,62 | 0,206 | 3,011 | 0,018 | 0,110 | 5,614 | 0,257 | 0,20 | 0,088 | 2,269 | 0,010 | 0,047 | 4,242 | 0,147 |
| 0,64 | 0,206 | 3,108 | 0,020 | 0,110 | 5,795 | 0,274 | 0,22 | 0,088 | 2,496 | 0,013 | 0,047 | 4,667 | 0,178 |
| 0,65 | 0,206 | 3,157 | 0,020 | 0,110 | 5,885 | 0,282 | 0,24 | 0,088 | 2,723 | 0,015 | 0,047 | 5,091 | 0,211 |
| 0,66 | 0,206 | 3,206 | 0,021 | 0,110 | 5,976 | 0,291 | 0,26 | 0,088 | 2,950 | 0,018 | 0,047 | 5,515 | 0,248 |
| 0,68 | 0,206 | 3,303 | 0,022 | 0,110 | 6,157 | 0,309 | 0,28 | 0,088 | 3,177 | 0,021 | 0,047 | 5,939 | 0,288 |
| 0,70 | 0,206 | 3,400 | 0,024 | 0,110 | 6,338 | 0,328 | 0,30 | 0,088 | 3,404 | 0,024 | 0,047 | 6,364 | 0,330 |

Sací potrubí násosky – difuzor

Díky savce lze využít část energie vody, se kterou opouští voda turbínu elektrárny. Význam savek stoupá se zmenšujícími se spády, u vodních elektráren s malým spádem lze v savce využít 30 až 50% energie vody. Konstrukčně představuje savka zařízení, které zajišťuje hermetické propojení prostoru za oběžným kolem turbíny s dolní vodou, a které zároveň umožňuje převedení veškeré vody procházející turbínou do dolní vody s minimem energetických ztrát. Za základní funkce savky lze pokládat [3]:

- zajištění plného využití hrubého spádu, a to i v případě, že je turbína situovaná nad dolní vodou
- využití co největšího množství kinetické energie vody, která již opustila oběžné kolo turbíny
- použití savky umožňuje umístit turbínu nad dolní vodu, takže je možné provádět opravy a revize turbíny v suchu

Energie vytékající vody z turbíny by byla bez funkce savky ztracena. Zaústěním výtoku vody do savky je voda nucena sledovat stěny rozšiřující se savky, dochází k jejímu zpomalování a tím k přeměně kinetické energie na tlakovou. Navíc je podtlak pod oběžným kolem zvyšován i statickou sací výškou H_s , která je reprezentována sloupcem vody téže výšky. Pokud nedojde k přetržení tohoto sloupce vody nebo k odtržení proudící vody od stěn savky, ztrácí se pro

energetickou přeměnu pouze malá část energie, která je zapotřebí pro vytékání vody z koncového profilu savky. [3]

V případě násoskového uspořádání je zřejmé, že při umístění turbíny, které je v našem případě blízké úrovni horní vody je savka jediným prostředkem umožňující získávání energie spádu. Návrh sacího potrubí, resp. jeho statická sací výška, tak jistě bude klíčovým faktorem zásadně ovlivňující konečnou účinnost MVE při přeměně energie. Voda odtékající do savky bude vytvářet výrazný podtlak, který se bude přenášet sloupcem vody zpět na lopatky oběžného kola.

Z důvodu prostorových přichází v úvahu použít vertikální kónickou savku se zanořeným koncem pod úroveň hladiny dolní vody. Aby nedocházelo k velkému odporu „brzdění“ vody o dno konstrukce vývěřiště při výtoku, musí být konec savky dostatečně vzdálen ode dna.

Alternativně by ještě přicházelo v úvahu použít vertikální sací rouru se zahnutým koncem, který by pozvolně nasměroval odtékající vodu ve smyslu proudění vody v dolní části náhonu. Zahnutý konec by ovšem měl vlastnosti kolena savky, u kterého dochází vlivem ostrého zakřivení vnitřní stěny k odtrhávání proudu, vzniku vírů a nemalým ztrátám. Řešení s kolenem (resp. zahnutím) na konci by ostatně předpokládalo zúžení profilu potrubí za ohybem a následné rozšíření. Takový přístup by byl z hlediska investic a složitosti realizace na tak málo vodním toku nevhodný.

Začátek plynulého rozšiřování potrubí a tím zapojení funkce savky bude vhodné uvažovat už od místa napojení příruby vodorovného kusu roury, která spojuje nátokovou (vzestupnou) a odpadní (sestupnou) část násosky. Spojovací kus je v malém sklonu směrem ke spodní vodě mezi koleny, tedy za kolenem umístěným za oběžným kolem a před kolenem na vstupu do vertikální savky (viz. obr.4). Vložení tohoto spojovacího kusu je nezbytné jednak k překonání délky koruny přelivné konstrukce přehrazující náhon, dále je vždy vhodné, s ohledem na místní ztráty, vložit mezi kolena část přímého úseku. U „prvního“ kolena za oběžným kolem je současně žádoucí jeho plynulé mírné zúžení směrem k jeho výstupu. Jednak z důvodu tvoření nežádoucího vířivého proudění na vnitřním zakřivení kolena a jednak [1] uvádí, že u Kaplanovy turbíny rozšiřování potrubí při současném ubývání průměru náboje oběžného kola je příliš náhlé a vodní sloupec se v těchto místech trhá.

Výšku horizontální osy soustrojí nad úrovní horní hladiny stálého nadržení, navrhuji s ohledem na výškové překonání přelivné hrany cca 0,50 m nad horní hladinou.

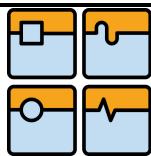
Doporučené parametry kónických savek malých rozměrů vstupních profilů [3] udává:

| | |
|--------------------------|---|
| délka savky | $l = (2,5 \text{ až } 8) \cdot D_T$ |
| úhel difuzornosti savky | $2 \cdot \theta = 6 \text{ až } 18^\circ$ |
| kóničnost savky | $S_5/S_3 = 2 \text{ až } 3,2$ (poměr výstupní a vstupní průřezové plochy) |
| průměr výstupní kružnice | $D_5 = D_3 + 2 \cdot l \cdot \tan \theta$ |

Návrh rozměrů savky VT-1:

Délka savky musí zaručovat zanoření jejího konce i za klidu stroje, nesmí dojít k vymoření spodní hrany. Tomu bude uzpůsobeno vývěřiště s dostatkem vody i v období, kdy kanálem žádná voda neprotéká. Vymoření savky by vedlo k jejímu zavzdušnění a přerušení souvislého sloupce vody a úplnému vyřazení stroje z provozu.

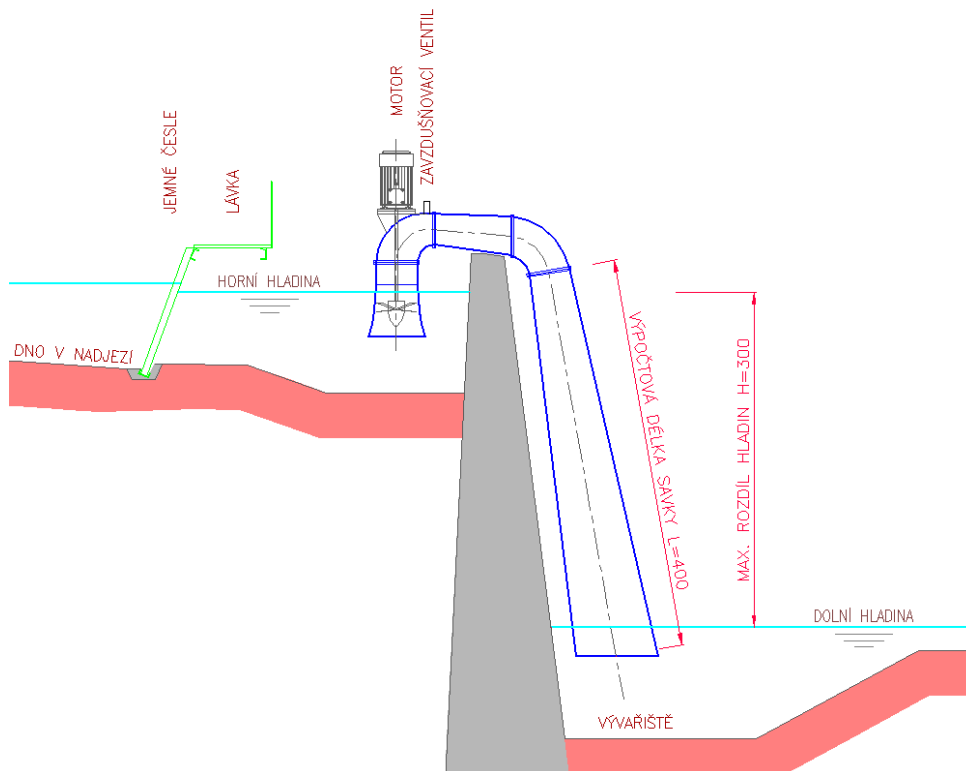
Délka savky, její svislá (sestupná) část, bude 4 m (délka vertikálního kónického difuzoru bez spolupůsobícího kolena). Plynulé rozšiřování průtočné plochy kolena před savkou bude příznivě se savkou spolupůsobit a zabrání vzniku nežádoucího vířivého proudění za kolenem. Koleno bude napojené na navazující ocelové výtokové potrubí (difuzor) zaústěné do vývaru. Profil vstupu do savky bude 350 mm, rychlost vody ve výstupním průřezu nemá poklesnout



pod 1 m/s, aby nedocházelo k hromadění vzduchu v sací troubě.

Schématické uspořádání soustrojí VT-1 jsem zpracoval v následujícím obrázku.

SCHÉMA SOUSTROJÍ VÍROVÉ TURBÍNY VT-1 V NÁSOSKOVÉM USPOŘÁDÁNÍ
NA MLÝNSKÉM NÁHONU V OBCI HOVĚZÍ



Obr. 4 Schéma soustrojí vírové turbíny VT-1 v násoskovém uspořádání

Protože všechny parametry savky jsou vzájemně závislé (úhel difuzornosti, kóničnost, rychlosti v savce a pod.), nedají se řešit odděleně. Proto jsem návrh rozměrů savky provedl ve snaze o dosažení optimálních hodnot jednak cestou početní a jednak s přihlédnutím na orientační parametry podobných sacích potrubí, které byly úspěšně odzkoušeny a jsou uvedeny v literatuře. Velmi podobné savky byly vyvinuty například firmou Metaz pro použití vrtulových turbin. Univerzální řešení, které by zaručilo nejlepší vlastnosti savky neexistuje, v praxi se obvykle vychází z poznatků fungování již instalovaných savek a ze zkušeností z modelových výzkumů.

Návrhové parametry sací trouby:

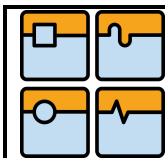
délka savky $l = 4 \text{ m}$ úhel difuzornosti savky $2 \cdot \theta = 8,15^\circ$

průměr výstupní kružnice $D_5 = 920 \text{ mm}$

podmínka kuželovitosti
$$\frac{\sqrt{S_5} - \sqrt{S_3}}{l} = \frac{\sqrt{\pi \cdot D_5^2} - \sqrt{\pi \cdot D_3^2}}{2 \cdot l} = \frac{\sqrt{\pi} \cdot (0,92 - 0,35)}{2 \cdot 4,00} = 0,126$$

výtoková rychlost $v_5 = 1,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Z výpočtů je zřejmé, že navržený výstupní profil savky je téměř limitní z hlediska požadavků vhodné kuželovitosti (D_5 nemůže být výrazně menší) a z hlediska požadavku minimální výtokové rychlosti (D_5 nemůže být větší).

**Návrh rozměrů savky VT-2:**

Řešení bude obdobné jakou u sací roury pro VT-1. Délka savky, její svislá část, bude 4 m. Profil vstupu 230 mm.

Návrhové parametry sací trouby:

délka savky $l = 4 \text{ m}$ úhel difuzornosti savky $2 \cdot \theta = 5,60^\circ$

průměr výstupní kružnice $D_5 = 620 \text{ mm}$

podmínka kuželovitosti
$$\frac{\sqrt{S_5} - \sqrt{S_3}}{l} = \frac{\sqrt{\pi \cdot D_5^2} - \sqrt{\pi \cdot D_3^2}}{2 \cdot l} = \frac{\sqrt{\pi} \cdot (0,62 - 0,23)}{2 \cdot 4,00} = 0,087$$

výtoková rychlost $v_5 = 1,00 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Pro návrh savky se vstupním profilem 230 mm se vlivem neobvykle malých průměrů a poměrně dlouhé požadované konstrukční délky nemůžou uplatnit obecně doporučované empiricky odvozené vztahy. V tomto případě jsem v návrhu upřednostnil požadavek minimální výtokové rychlosti.

Tlaková ztráta v difuzoru sacího potrubí a na výtoku

Ztráta při výtoku z kónické savky, bude způsobena rozšířením výtokového průřezu. Při proudění z tlakového potrubí do nádrže stanoví se ztrátový součinitel v závislosti na úhlu difuzornosti a poměru výstupního a vstupního profilu (ξ_{kr} je tabulková hodnota).

Pro VT-1: $S_5/S_3 = 2,63$ $2 \cdot \theta = 8,15^\circ$ $\xi_{kr} = 0,06$

Pro VT-2: $S_5/S_3 = 2,70$ $2 \cdot \theta = 5,60^\circ$ $\xi_{kr} = 0,06$

Při proudění z tlakového potrubí do nádrže se při různých úpravách výtokové části ztrátový součinitel pohybuje v přibližném rozmezí $0,5 < \xi_{vy} < 1,0$. Při uvažování náhlého rozšíření je součinitel výtokové ztráty $\xi_{vy} = 1,0$. Fyzikálně tento součinitel představuje ztrátu veškeré kinetické energie, která je k dispozici v profilu, ve kterém voda opouští hydraulický systém vodní elektrárny. [3]

Ztráta na výtoku $z_{vy} = \xi_{vy} \cdot \frac{v^2}{2g}$

Ztráta kónickým rozšířením $z_{kr} = \xi_{kr} \cdot \frac{v^2}{2g}$

Rychlost je vztažena k výtokovému profilu S_5 . Hodnota součinitele místní ztráty $\xi_{kr} = 0,06$ (platí pro odtok z obou násosek, jedná se o tabelizovanou hodnotu, závislou na úhlu difuzornosti a poměru průtočných ploch difuzoru).

Tab. 7 Výpočet ztrát na výtoku ze savky vlivem kónického rozšíření savky

| SAVKA PRO TURBINU VT-1 | | | | |
|------------------------|----------|------------------|------------------|--------------|
| DIFUZOR 920/350 mm | | | | |
| S (φ920) | v (φ920) | z _{vy1} | z _{kr1} | Σ |
| m ² | m/s | m | m | m |
| 0,665 | 0,872 | 0,039 | 0,002 | 0,041 |
| 0,665 | 0,903 | 0,042 | 0,002 | 0,044 |
| 0,665 | 0,933 | 0,044 | 0,003 | 0,047 |
| 0,665 | 0,963 | 0,047 | 0,003 | 0,050 |
| 0,665 | 0,993 | 0,050 | 0,003 | 0,053 |
| 0,665 | 1,023 | 0,053 | 0,003 | 0,057 |
| 0,665 | 1,053 | 0,057 | 0,003 | 0,060 |

| SAVKA PRO TURBINU VT-2 | | | | |
|------------------------|----------|------------------|------------------|--------------|
| DIFUZOR 620/230 mm | | | | |
| S (φ620) | v (φ620) | z _{vy2} | z _{kz2} | Σ |
| m ² | m/s | m | m | m |
| 0,302 | 0,596 | 0,018 | 0,001 | 0,019 |
| 0,302 | 0,662 | 0,022 | 0,001 | 0,024 |
| 0,302 | 0,729 | 0,027 | 0,002 | 0,029 |
| 0,302 | 0,795 | 0,032 | 0,002 | 0,034 |
| 0,302 | 0,861 | 0,038 | 0,002 | 0,040 |
| 0,302 | 0,927 | 0,044 | 0,003 | 0,046 |
| 0,302 | 0,994 | 0,050 | 0,003 | 0,053 |

10.5.1 Nebezpečí vzniku vtokových vírů

Výškové umístění vtoku, zejména jeho horní vtokové plochy pod hladinou vody má zásadní vliv pro zabezpečení vtoku před strháváním vzduchu a před tvorbou vodních vírů [3].

V našem případě nelze mluvit o horní obrysové linii vtoku a řešit potřebnou hloubku zanoření podle Gordona nebo Reddyho a Pickforda, neboť osa vtoku je orientována vertikálně. Vzdálenost vtokové hrany od hladiny je konstantní, odpovídá hloubce zanoření vtokového zvonu.

10.5.1.1 Stanovení kritické hloubky pro vytváření vtokových vírů

Teoretická rovnice, která by spolehlivě určila kritickou hloubku zanoření, kdy ještě nedojde ke vzniku škodlivého vtokového víru, tedy úplného nálevkového se vzduchovým jádrem, nebyla sestavena. Ke stanovení vzniku jsem použil výsledky modelových zkoušek, resp. grafy závislosti jednotlivých parametrů ovlivňujících vznik víru. Jednalo se o iterační metodu, kdy jsem hodnoty z modelového výzkumu odečítal z grafů a převáděl na stav bližší skutečnosti (přepočtem měřítek délek a jejich závislostí). Získané hodnoty (s přesnějšími parametry) jsem opakovaně posoudil pomocí grafů. A to do okamžiku, kdy získané hodnoty konvergovali s hodnotami předešlými.

Výchozím podkladem byl graf závislosti rychlosti v a poměrné hloubky h/d v nádrži s průměrem nasávacího zvonu $d = 256 \text{ mm}$ a graf závislosti měřítka rychlosti λ_v na měřítku délek λ_L . Poměr přepočtového měřítka, skutečného ($\phi 512$) a modelového ($\phi 256$) nasávacího zvonu, je $(512/256)$; $\lambda_L=2,0$. Postupným přibližováním (zpřesňováním) výsledků jsem dospěl k poměru $h/d=2,6$.

Z toho vyplývá, že potřebná hloubka zanoření zvonu by bez protivírových opatření byla cca 1,3 m. Což je z hlediska konstrukčního i hydrotechnického krajně nepříznivý výsledek.

Domnívám se, že do značné míry se jedná o stochastický problém, který z důvodu celé řady okolností, které mají vliv na vznik vírů, nelze stanovit jinak než modelovou zkouškou na geometricky přibližně stejném zařízení, a za podmínek podobných podmínkám „in situ“ - konkrétního místa. Předpokládám, že hloubka 1,3 m, stanovená iteračním postupem může být zatížena značnou chybou, a to vlivem odvozování z grafů zpracovaných pro modelový zvon ($\phi 256$) polovičního měřítka délek oproti skutečnosti. Východiskem k poměrně přesnému řešení by bylo použití grafů modelového zvonu, jehož tvar a velikost by byla blízká k velikosti zvonu řešeného. V dostupných literárních pramenech však takové podklady nebyly publikovány.

To, že reálná hloubka zanoření bude menší než 1,3 m, opírám o výpočty podle vzorců pro hloubku stropu přivaděče se symetrickým vtokovým objektem:

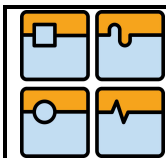
podle Gordona $S_p=0,545 \cdot v \cdot D$ $S_p=0,545 \cdot 3,3 \cdot 0,512$ $S_p=0,921 \text{ m}$,

podle Reddyho a Pickforda $S_p=0,319 \cdot v \cdot D^{0,5}$ $S_p=0,319 \cdot 3,3 \cdot 0,512^{0,5}$ $S_p=0,753 \text{ m}$

Předpokládám, že vzduchové jádro víru vnikne do vtokového objektu situovaného ve směru vodorovné osy snáze než do vertikálního vtoku násosky, při stejné hloubce. Takže vyhoví-li hloubka S_p pro běžné vtoky přivaděčů, měla by vyhovět i vtoku do savky, který je méně náchylný na vznik vírů.

V návrhu hloubky zanoření se přikláním ke stanovení odborným odhadem, konzultovaným s vedoucím diplomové práce a s přihlédnutím k praktickým poznatkům stávajících MVE s násoskovým soustrojím.

Hloubka zanoření vstupu vody do násosek VT-1 a VT-2 bude alespoň 50 cm pod hladinou, jinak se do ní bude strhávat vzduch v podobě nálevkovitého víru, který výrazně sníží výkon i



účinnost turbíny. Kdyby k tomu během provozu docházelo, bylo by nezbytné zabránit tomu dodatečnou instalací opatření proti vzniku vtokových vírů v sacím prostoru. Například přidáním ponořeného plechového krytu nad vstupem do turbíny (princip hladinového roštu) nebo sacími žebry, eventuálně pomocí norné stěny.

[20] uvádí, že kromě vtokových vírů, jejichž jeden konec je fixován na hladinu, mohou existovat víry s koncem fixovaným na dno či na stěnu nádrže. Tyto víry sice nemohou strhávat vzduch do potrubí, mohou však napomáhat vnikání dnových naplavenin do potrubí a vyvolávají většinou nežádoucí příčnou cirkulaci v přívaděči.

10.5.2 Dimenzování zavzdušňovacího ventilu

K zastavení chodu turbíny bude v nejvyšším místě soustrojí instalovaný ventil k ručnímu zavzdušnění násosky. Protože před turbinou nebudou instalována stavidla, ani jiné uzavěry, nebude možné provádět spouštění a odstavení soustrojí jiným způsobem.

Průtočná plocha ventilu má být tak velká, aby ventil stačil vpustit do hydraulického obvodu takové množství vzduchu, jako je průtok. [1] doporučuje volit průtočnou rychlost vzduchu ve ventilech 250 m/s, jako blízkou rychlosti kritické, se zřetelem k součiniteli průtoku jehož nedbáme.

$$\text{Plocha ventilu VT-1: } S_{V1} = \frac{Q_{T1}}{250} \quad S_{V1} = \frac{0,70}{250} \quad S_{V1} = 0,0028 \text{ m}^2 \quad D_{\min} = 60 \text{ mm}$$

$$\text{Plocha ventilu VT-2: } S_{V2} = \frac{Q_{T2}}{250} \quad S_{V2} = \frac{0,30}{250} \quad S_{V2} = 0,0012 \text{ m}^2 \quad D_{\min} = 40 \text{ mm}$$

Pro odstavení – zavzdušnění hydraulického obvodu navrhuji osazení ventilů DN100 u obou soustrojí.

10.6 ŘEŠENÍ OBĚŽNÉHO KOLA

Měření oběžného kola turbíny s pracovním označením 2-VT-200 bylo provedeno na univerzální zkušební stanici. Byly stanoveny jeho energetické a kavitační charakteristiky. Pro potřeby této práce mně byla poskytnuta charakteristika turbíny $[Q_{11}, n_{11}, \eta_h]$ v turbinovém provozu s oběžným kolem o průměru $D_M \varnothing 200 \text{ mm}$ a s 25% nábojem umístěným ve válcové komoře. Provozní vlastnosti se měřily pro násoskové uspořádání (vtokový kus, komora OK, hřídel turbíny uložena v kluzných ložiscích, sací trouba a komponenty) a při spádu $H_M = 3 \text{ m}$.

Výrobu a konstrukční návrh provádělo ČKD Blansko.

Graf základní charakteristiky modelové turbíny, který jsem použil k přepočtu nebudu dokumentovat, je předmětem duševního vlastnictví autorů. Pro ilustraci jsem uvedl v Příloze č.2 charakteristiku přímoproudé vírové turbíny z [15], která již byla publikována.

1) Přepočet parametrů turbíny hydraulickou podobností vodních turbin

Existuje-li mezi dvěma turbinami geometrická podobnost a podobnost hydraulických režimů v obou turbinách, jedná se o hydraulicky podobné turbíny. [6]

Příčemž $H [m]$ je spád turbíny ($H = 3,0 \text{ m}$), $n [min^{-1}]$ otáčky turbíny,
 $D_T [m]$ průměr oběžného kola turbíny, $P_T [W]$ výkon turbíny,
 $Q_T [m^3 \cdot s^{-1}]$ průtok turbinou.

Použité výpočtové vztahy:

$$Q_{11} = \frac{Q_T}{D_T^2 \sqrt{H}} \quad n_{11} = \frac{n_T \cdot D_T}{\sqrt{H}}$$

2) Charakteristika modelové vírové turbíny 2-VT-200 v turbinové oblasti

Jednotkové veličiny optimálního bodu: $\eta = 70,60\%$, $n_{11} = 152,94 \text{ min}^{-1}$, $Q_{11} = 2,88 \text{ m}^3/\text{s}$ změřené na modelu.

2.1) Návrh oběžného kola turbíny VT-1 s hlností $QT_1 = 700 \text{ l/s}$

$$2,88 = \frac{0,7}{D_{T1}^2 \sqrt{3,0}} \quad D_{T1} = \sqrt{\frac{0,7}{2,88 \cdot \sqrt{3}}} \quad \underline{D_{T1} \cong 375 \text{ mm}}$$

$$152,94 = \frac{n_{T1} \cdot 0,375}{\sqrt{3,0}} \quad n_{T1} = \frac{152,94 \cdot \sqrt{3,0}}{0,375} \quad n_{T1} \cong 706,4 \text{ min}^{-1}$$

Návrh turbíny VT-1 s průměrem oběžného kola 375 mm a otáčkami $n_{T1} \cong 750 \text{ min}^{-1}$

Jednotkové otáčky pro předběžný odhad účinnosti: $n_{11} = \frac{750 \cdot 0,375}{\sqrt{3,0}} \cong 162,37 \text{ min}^{-1}$

Podle grafu pracovní charakteristiky vírové turbíny 2-VT-200 bude při otáčkách turbíny $n_{11} = 162,4 \text{ min}^{-1}$, její účinnost přibližně VT-1 $\eta \cong 68\%$.

2.2) Návrh oběžného kola turbíny VT-2 s hlností $QT_2 = 300 \text{ l/s}$

$$2,88 = \frac{0,3}{D_{T2}^2 \sqrt{3,0}} \quad D_{T2} = \sqrt{\frac{0,3}{2,88 \cdot \sqrt{3}}} \quad \underline{D_{T2} \cong 245 \text{ mm}}$$

$$152,94 = \frac{n_{T2} \cdot 0,245}{\sqrt{3,0}} \quad n_{T2} = \frac{152,94 \cdot \sqrt{3,0}}{0,245} \quad n_{T2} \cong 1081,2 \text{ min}^{-1}$$

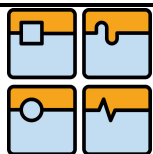
Návrh turbíny VT-2 s průměrem oběžného kola 245 mm a otáčkami $n_{T2} \cong 1000 \text{ min}^{-1}$

Jednotkové otáčky pro předběžný odhad účinnosti: $n_{11} = \frac{1000 \cdot 0,245}{\sqrt{3,0}} \cong 141,45 \text{ min}^{-1}$

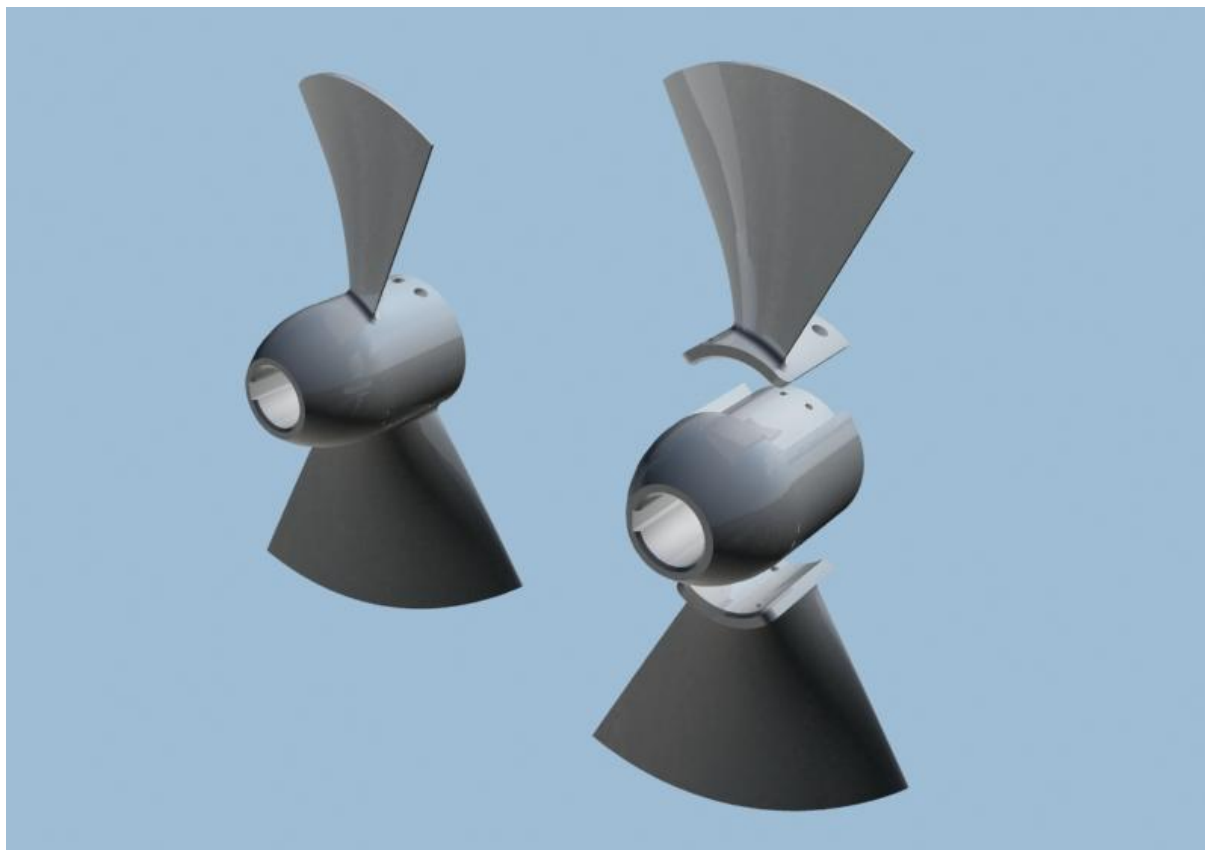
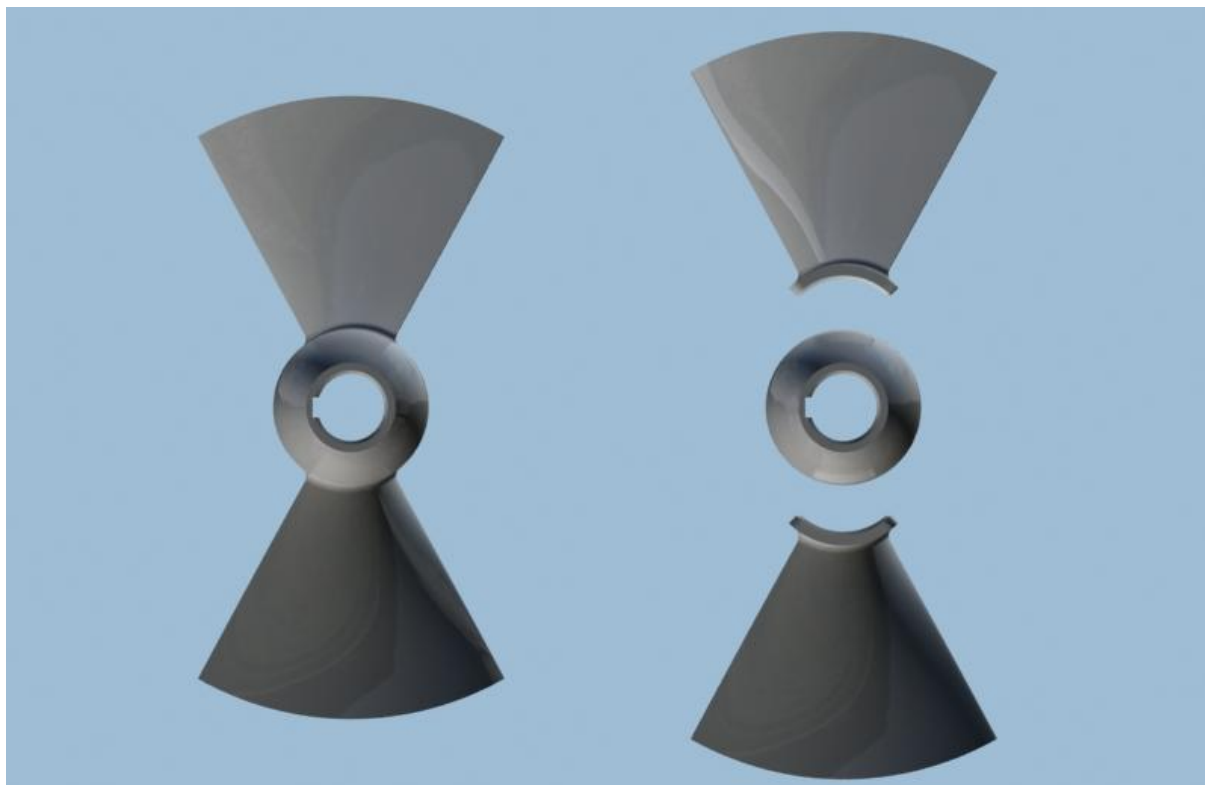
Podle grafu pracovní charakteristiky vírové turbíny 2-VT-200 bude při otáčkách turbíny $n_{11} = 141,5 \text{ min}^{-1}$, její účinnost blízká VT-2 $\eta \cong 69\%$.

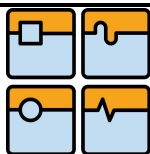
3) Konstrukce tvaru lopatky a náboje oběžného kola

Hydraulické definování tvaru lopatky oběžného kola byla provedena pomocí dvojrozměrných výpočtů metodou potenciálního proudění. Výsledky byly dále přepočítány programem FLUENT. Podrobné výsledky těchto výpočtů, byly počítačově zpracovány na katedře fluidního inženýrství, která je vlastníkem těchto dat. Data mohou být využita např. pro tvorbu výrobního algoritmu CNC strojů. Jedná se v podstatě o množinu bodů, jejichž spojnice tvoří síť definující zborcenou šroubovou plochu lopatky a tvar náboje, oběžného kola turbíny. Každý bod je definován souřadnicemi x,y,z. Soubor dat popisujících typ turbíny s OK Ø555 mm, stejného hydraulického řešení, mně byla zapůjčena. Tato data jsem počítačově transformoval na parametry turbin řešených v této práci. Výsledkem je zpracovaná vizualizace lopatky a náboje OK 375mm a výkresové přílohy „VT-1-07“ a „VT-2-08“ s uvedením základních rozměrů.

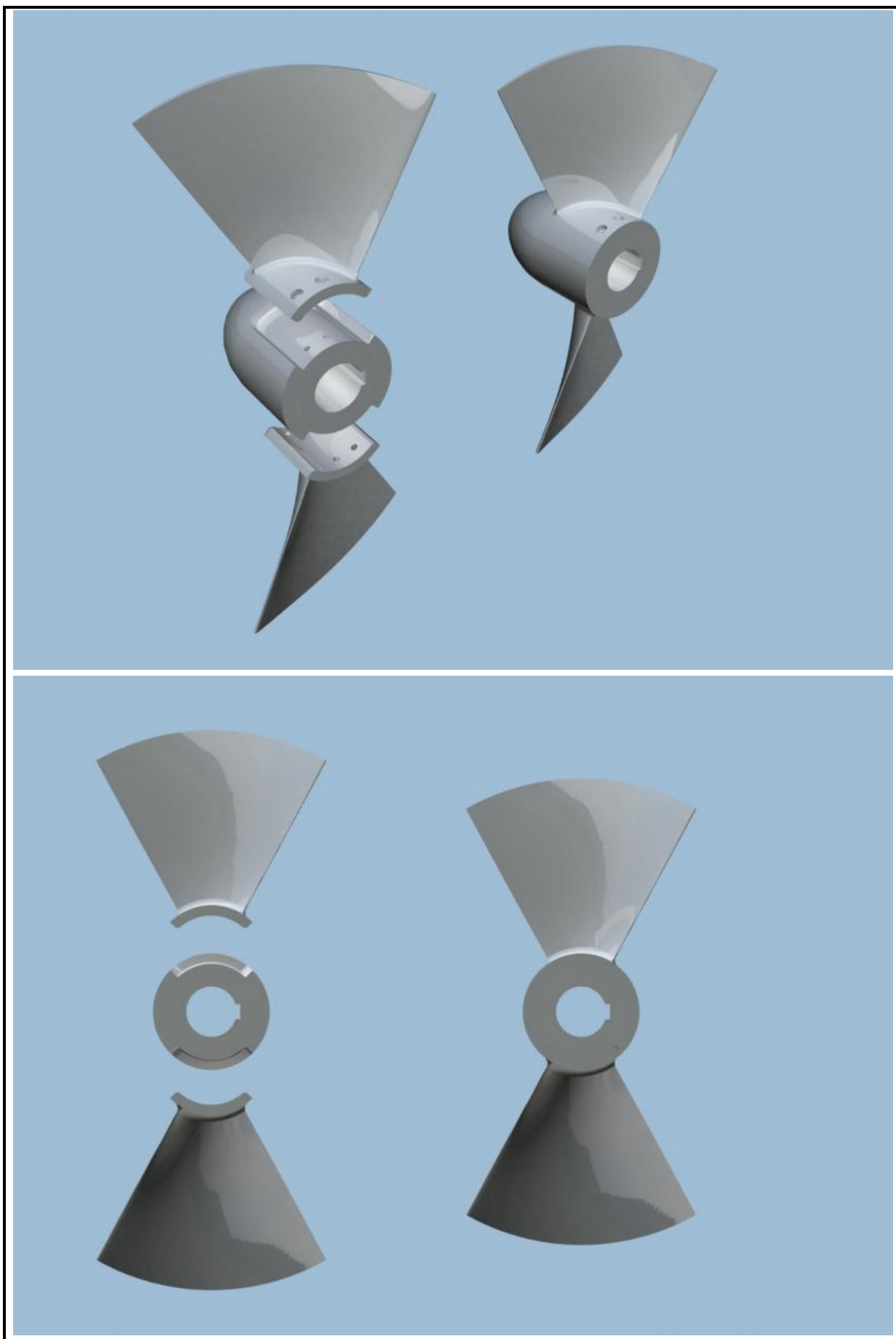


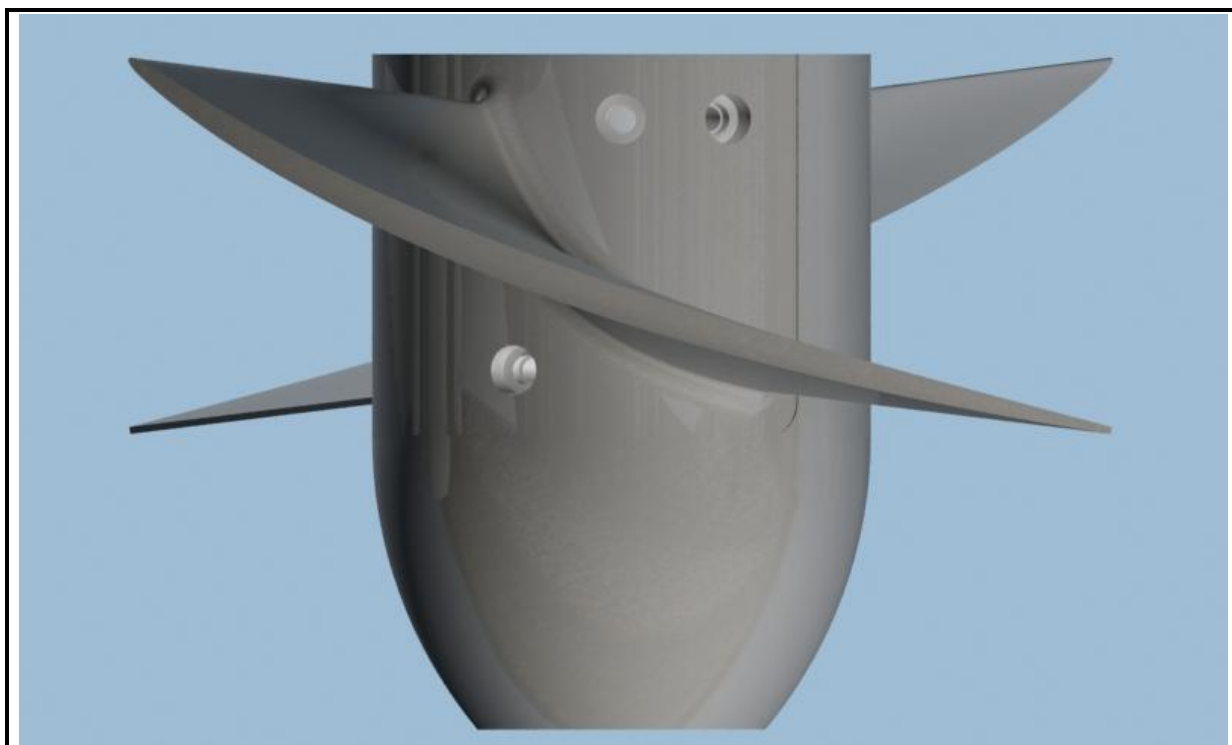
VIZUALIZACE OBĚŽNÉHO KOLA Ø375 mm





DIPLOMOVÁ PRÁCE





10.7 HYDROENERGETICKÉ ŘEŠENÍ

Hydroenergetické řešení jako soubor úvah a výpočtů stanovuje optimální návrh instalovaného výkonu, počet soustrojí MVE a určuje její průměrnou roční výrobu. [13]

10.7.1 Hydroenergetický potenciál vodního toku

Teoretický hydroenergetický potenciál náhonu [3]: $P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$ [W]

$$P = 1000 \cdot 9,81 \cdot 1,11 \cdot 3,0 = 32,7 \text{ kW}$$

Pro předběžný odhad dosažitelného výkonu malých vodních elektráren lze použít následujícího zjednodušeného vztahu, kde je výkon uveden již v kW, protože ve vztahu je již brán zřetel na měrnou hmotnost vody, která je 1000 kg/m^3 .

Předběžný odhad dosažitelného výkonu MVE: $P \cong k \cdot Q \cdot H$ [kW]

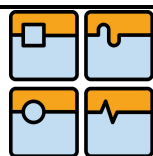
Při účinnosti přeměny ($\eta = 70\%$)

$$P = 0,70 \cdot 32,7 = 22,9 \text{ kW}$$

k je bezrozměrná konstanta uváděná v rozsahu od 5 do 7 pro malé vodní elektrárny, 8 - 8,5 pro střední a velké, její velikost ovlivňuje účinnost soustrojí, technická úroveň použité technologie[23].

10.7.2 Celková roční výroba elektrické energie

Celková roční výroba byla stanovena součtem využívané části hydroenergetického potenciálu toku v průběhu roku. Do této výroby se nezapočítává nevyužitý potenciál toku po dobu odstavení MVE z provozu vlivem nedostatečných spádů, průtoků, průchodem povodňových průtoků, poruch soustrojí apod.



DIPLOMOVÁ PRÁCE

| T-1 Vírová turbína | VT-2 Vírová turbína |
|--|---|
| D_{T1} [mm] 375 | D_{T2} [mm] 245 |
| Q_{T1} [m ³ /s] 0,70 | Q_{T2} [m ³ /s] 0,30 |
| generátor: typu VF 180 L08 asynchronní 750 ot.min ⁻¹ | generátor: typu AP 132 M-6 asynchronní 1000 ot.min ⁻¹ |
| 11 kW 400 V 50 Hz $\eta_g = 94,5 \%$ | 5,5 kW 400 V 50 Hz $\eta_g = 94,5 \%$ |

| číslo | dny | spád H_b [m] | průtok Q [m ³ /s] | průtok Q_T [m ³ /s] | výkon P_T [kW] | výkon P_{el} [kW] | dílčí výroba E [kWh] |
|-------|-----|-------------------|-----------------------------------|-------------------------------------|---------------------|------------------------|---------------------------|
| 0 | 0 | | | | | | |
| 1 | 10 | 2,48 | 1,11 | 0,879 | 12,58 | 11,89 | 2854,3 |
| 2 | 30 | 2,48 | 1,11 | 0,879 | 12,58 | 11,89 | 5708,5 |
| 3 | 60 | 2,48 | 1,11 | 0,879 | 12,58 | 11,89 | 8562,8 |
| 4 | 90 | 2,48 | 1,11 | 0,879 | 12,58 | 11,89 | 8562,8 |
| 5 | 120 | 2,48 | 1,11 | 0,879 | 12,58 | 11,89 | 8562,8 |
| 6 | 150 | 2,48 | 1,11 | 0,879 | 12,58 | 11,89 | 8562,8 |
| 7 | 180 | 2,48 | 1,11 | 0,879 | 12,58 | 11,89 | 8562,8 |
| 8 | 186 | 2,48 | 1,11 | 0,879 | 12,58 | 11,89 | 1712,6 |
| 9 | 190 | 2,49 | 1,08 | 0,881 | 12,69 | 11,99 | 1151,0 |
| 10 | 195 | 2,50 | 1,03 | 0,883 | 12,79 | 12,08 | 1450,2 |
| 11 | 198 | 2,51 | 1,00 | 0,884 | 12,88 | 12,17 | 876,5 |
| 12 | 200 | 2,51 | 0,98 | 0,884 | 12,88 | 12,17 | 584,4 |
| 13 | 205 | 2,52 | 0,94 | 0,886 | 12,99 | 12,27 | 1472,7 |
| 14 | 210 | 2,54 | 0,89 | 0,889 | 9,22 | 8,71 | 1045,0 |
| 15 | 215 | 2,55 | 0,84 | 0,628 | 9,29 | 8,78 | 1053,4 |
| 16 | 220 | 2,57 | 0,79 | 0,630 | 9,44 | 8,92 | 1070,1 |
| 17 | 225 | 2,58 | 0,75 | 0,631 | 9,51 | 8,99 | 1078,4 |
| 18 | 230 | 2,60 | 0,70 | 0,634 | 9,65 | 9,12 | 1094,2 |
| 19 | 235 | 2,62 | 0,66 | 0,636 | 4,20 | 3,96 | 475,8 |
| 20 | 240 | 2,63 | 0,61 | 0,266 | 4,22 | 3,99 | 479,1 |
| 21 | 245 | 2,65 | 0,57 | 0,267 | 4,28 | 4,05 | 485,5 |
| 22 | 250 | 2,66 | 0,52 | 0,268 | 4,31 | 4,07 | 488,5 |
| 23 | 255 | 2,68 | 0,48 | 0,269 | 4,37 | 4,13 | 495,1 |
| 24 | 260 | 2,70 | 0,43 | 0,270 | 4,42 | 4,18 | 501,2 |
| 25 | 265 | 2,72 | 0,39 | 0,271 | 4,48 | 4,23 | 507,6 |
| 26 | 270 | 2,73 | 0,35 | 0,271 | 4,50 | 4,26 | 510,7 |
| 27 | 276 | 2,76 | 0,30 | 0,273 | 4,59 | 4,34 | 624,7 |

CELKOVÁ ROČNÍ VÝROBA ELEKTRICKÉ ENERGIE $E_c = 68\,534$ kWh/rok

Tab. 8 Celková roční výroba elektrické energie

| VT-1 | Vírová turbína | průměr oběžného kola D_{T1} : |
|------|----------------|---------------------------------|
| | | 0,375 m |
| | | otáčky n_{T1} : |
| | | 750,00 min ⁻¹ |

| poř. číslo | dny | spád H_n [m] | průtok Q_{T1} [m ³ /s] | jedn. otáčky n_{11} [min ⁻¹] | jedn. průtok Q_{11} [m ³ /s] | účinnost η_m [-] | Hutton η_H [-] | výkon P_{T1} [kW] | účinnost η_g [-] | výkon P_{el} [kW] | účinnost η_c [-] |
|------------|-----|----------------|-------------------------------------|--|---|-----------------------|---------------------|---------------------|-----------------------|---------------------|-----------------------|
| 0 | 0 | | | | | | | | | | |
| 1 | 10 | 2,14 | 0,621 | 192,35 | 3,019 | 0,654 | 0,675 | 8,79 | 0,945 | 8,30 | 0,638 |
| 2 | 30 | 2,14 | 0,621 | 192,35 | 3,019 | 0,654 | 0,675 | 8,79 | 0,945 | 8,30 | 0,638 |
| 3 | 60 | 2,14 | 0,621 | 192,35 | 3,019 | 0,654 | 0,675 | 8,79 | 0,945 | 8,30 | 0,638 |
| 4 | 90 | 2,14 | 0,621 | 192,35 | 3,019 | 0,654 | 0,675 | 8,79 | 0,945 | 8,30 | 0,638 |
| 5 | 120 | 2,14 | 0,621 | 192,35 | 3,019 | 0,654 | 0,675 | 8,79 | 0,945 | 8,30 | 0,638 |
| 6 | 150 | 2,14 | 0,621 | 192,35 | 3,019 | 0,654 | 0,675 | 8,79 | 0,945 | 8,30 | 0,638 |
| 7 | 180 | 2,14 | 0,621 | 192,35 | 3,019 | 0,654 | 0,675 | 8,79 | 0,945 | 8,30 | 0,638 |
| 8 | 186 | 2,14 | 0,621 | 192,35 | 3,019 | 0,654 | 0,675 | 8,79 | 0,945 | 8,30 | 0,638 |
| 9 | 190 | 2,15 | 0,622 | 191,90 | 3,017 | 0,655 | 0,676 | 8,86 | 0,945 | 8,37 | 0,639 |
| 10 | 195 | 2,16 | 0,623 | 191,46 | 3,015 | 0,656 | 0,678 | 8,93 | 0,945 | 8,44 | 0,640 |
| 11 | 198 | 2,17 | 0,624 | 191,01 | 3,013 | 0,657 | 0,678 | 9,00 | 0,945 | 8,50 | 0,641 |
| 12 | 200 | 2,17 | 0,624 | 191,01 | 3,013 | 0,657 | 0,678 | 9,00 | 0,945 | 8,50 | 0,641 |
| 13 | 205 | 2,18 | 0,625 | 190,57 | 3,012 | 0,658 | 0,679 | 9,07 | 0,945 | 8,58 | 0,642 |
| 14 | 210 | 2,20 | 0,627 | 189,70 | 3,008 | 0,660 | 0,681 | 9,22 | 0,945 | 8,71 | 0,644 |
| 15 | 215 | 2,21 | 0,628 | 189,27 | 3,007 | 0,661 | 0,683 | 9,29 | 0,945 | 8,78 | 0,645 |
| 16 | 220 | 2,23 | 0,630 | 188,42 | 3,003 | 0,663 | 0,685 | 9,44 | 0,945 | 8,92 | 0,647 |
| 17 | 225 | 2,24 | 0,631 | 188,00 | 3,001 | 0,665 | 0,686 | 9,51 | 0,945 | 8,99 | 0,648 |
| 18 | 230 | 2,26 | 0,634 | 187,17 | 2,998 | 0,666 | 0,688 | 9,65 | 0,945 | 9,12 | 0,650 |
| 19 | 235 | 2,28 | 0,636 | 186,34 | 2,995 | 0,668 | 0,689 | 9,79 | 0,945 | 9,26 | 0,652 |
| 20 | 240 | 2,29 | 0,637 | 185,94 | 2,994 | 0,669 | 0,690 | 9,87 | 0,945 | 9,33 | 0,653 |
| 21 | 245 | 2,31 | 0,639 | 185,13 | 2,991 | 0,670 | 0,692 | 10,02 | 0,945 | 9,46 | 0,654 |
| 22 | 250 | 2,32 | 0,640 | 184,73 | 2,990 | 0,671 | 0,693 | 10,09 | 0,945 | 9,53 | 0,655 |
| 23 | 255 | 2,34 | 0,642 | 183,94 | 2,987 | 0,673 | 0,695 | 10,24 | 0,945 | 9,67 | 0,657 |
| 24 | 260 | 2,36 | 0,644 | 183,16 | 2,984 | 0,674 | 0,696 | 10,38 | 0,945 | 9,81 | 0,658 |
| 25 | 265 | 2,38 | 0,646 | 182,38 | 2,981 | 0,676 | 0,698 | 10,53 | 0,945 | 9,95 | 0,660 |
| 26 | 270 | 2,39 | 0,648 | 182,00 | 2,980 | 0,677 | 0,699 | 10,60 | 0,945 | 10,02 | 0,660 |
| 27 | 276 | 2,42 | 0,651 | 180,87 | 2,976 | 0,679 | 0,701 | 10,82 | 0,945 | 10,23 | 0,662 |

Turbína v provozu

Odstavení turbíny

Tab. 9 **Výpočet výkonu turbíny VT-1**

VT-2

Vírová turbína

průměr oběžného kola D_{T2} :

0,245 m

otáčky n_{T2} :

1000,00 min⁻¹

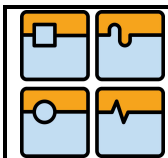
| poř. číslo | dny | spád H_n [m] | průtok Q_{T2} [m ³ /s] | jedn. otáčky n_{11} [min ⁻¹] | jedn. průtok Q_{11} [m ³ /s] | účinnost η_m [-] | Hutton η_H [-] | výkon P_{T1} [kW] | účinnost η_g [-] | výkon P_{el} [kW] | účinnost η_c [-] |
|------------|-----|----------------|-------------------------------------|--|---|-----------------------|---------------------|---------------------|-----------------------|---------------------|-----------------------|
| 0 | 0 | | | | | | | | | | |
| 1 | 10 | 2,15 | 0,259 | 167,28 | 2,942 | 0,696 | 0,698 | 3,80 | 0,945 | 3,59 | 0,660 |
| 2 | 30 | 2,15 | 0,259 | 167,28 | 2,942 | 0,696 | 0,698 | 3,80 | 0,945 | 3,59 | 0,660 |
| 3 | 60 | 2,15 | 0,259 | 167,28 | 2,942 | 0,696 | 0,698 | 3,80 | 0,945 | 3,59 | 0,660 |
| 4 | 90 | 2,15 | 0,259 | 167,28 | 2,942 | 0,696 | 0,698 | 3,80 | 0,945 | 3,59 | 0,660 |
| 5 | 120 | 2,15 | 0,259 | 167,28 | 2,942 | 0,696 | 0,698 | 3,80 | 0,945 | 3,59 | 0,660 |
| 6 | 150 | 2,15 | 0,259 | 167,28 | 2,942 | 0,696 | 0,698 | 3,80 | 0,945 | 3,59 | 0,660 |
| 7 | 180 | 2,15 | 0,259 | 167,28 | 2,942 | 0,696 | 0,698 | 3,80 | 0,945 | 3,59 | 0,660 |
| 8 | 186 | 2,15 | 0,259 | 167,28 | 2,942 | 0,696 | 0,698 | 3,80 | 0,945 | 3,59 | 0,660 |
| 9 | 190 | 2,16 | 0,259 | 166,89 | 2,941 | 0,697 | 0,698 | 3,83 | 0,945 | 3,62 | 0,660 |
| 10 | 195 | 2,17 | 0,260 | 166,51 | 2,940 | 0,697 | 0,699 | 3,85 | 0,945 | 3,64 | 0,661 |
| 11 | 198 | 2,18 | 0,260 | 166,13 | 2,939 | 0,698 | 0,699 | 3,88 | 0,945 | 3,67 | 0,661 |
| 12 | 200 | 2,18 | 0,260 | 166,13 | 2,939 | 0,698 | 0,699 | 3,88 | 0,945 | 3,67 | 0,661 |
| 13 | 205 | 2,19 | 0,261 | 165,74 | 2,938 | 0,698 | 0,700 | 3,91 | 0,945 | 3,70 | 0,662 |
| 14 | 210 | 2,21 | 0,262 | 164,99 | 2,936 | 0,699 | 0,701 | 3,97 | 0,945 | 3,75 | 0,662 |
| 15 | 215 | 2,22 | 0,262 | 164,62 | 2,935 | 0,701 | 0,703 | 4,01 | 0,945 | 3,79 | 0,664 |
| 16 | 220 | 2,24 | 0,263 | 163,88 | 2,934 | 0,701 | 0,703 | 4,06 | 0,945 | 3,84 | 0,665 |
| 17 | 225 | 2,25 | 0,264 | 163,52 | 2,932 | 0,701 | 0,703 | 4,09 | 0,945 | 3,86 | 0,665 |
| 18 | 230 | 2,27 | 0,265 | 162,79 | 2,931 | 0,702 | 0,704 | 4,14 | 0,945 | 3,92 | 0,665 |
| 19 | 235 | 2,29 | 0,266 | 162,08 | 2,929 | 0,702 | 0,704 | 4,20 | 0,945 | 3,96 | 0,666 |
| 20 | 240 | 2,30 | 0,266 | 161,72 | 2,928 | 0,702 | 0,705 | 4,22 | 0,945 | 3,99 | 0,666 |
| 21 | 245 | 2,32 | 0,267 | 161,02 | 2,926 | 0,702 | 0,705 | 4,28 | 0,945 | 4,05 | 0,667 |
| 22 | 250 | 2,33 | 0,268 | 160,68 | 2,925 | 0,702 | 0,706 | 4,31 | 0,945 | 4,07 | 0,667 |
| 23 | 255 | 2,35 | 0,269 | 159,99 | 2,923 | 0,703 | 0,706 | 4,37 | 0,945 | 4,13 | 0,668 |
| 24 | 260 | 2,37 | 0,270 | 159,31 | 2,921 | 0,703 | 0,707 | 4,42 | 0,945 | 4,18 | 0,668 |
| 25 | 265 | 2,39 | 0,271 | 158,64 | 2,919 | 0,703 | 0,707 | 4,48 | 0,945 | 4,23 | 0,668 |
| 26 | 270 | 2,40 | 0,271 | 158,31 | 2,918 | 0,703 | 0,707 | 4,50 | 0,945 | 4,26 | 0,668 |
| 27 | 276 | 2,43 | 0,273 | 157,33 | 2,916 | 0,704 | 0,708 | 4,59 | 0,945 | 4,34 | 0,669 |

Turbína v provozu
Odstavení
Turbína v provozu

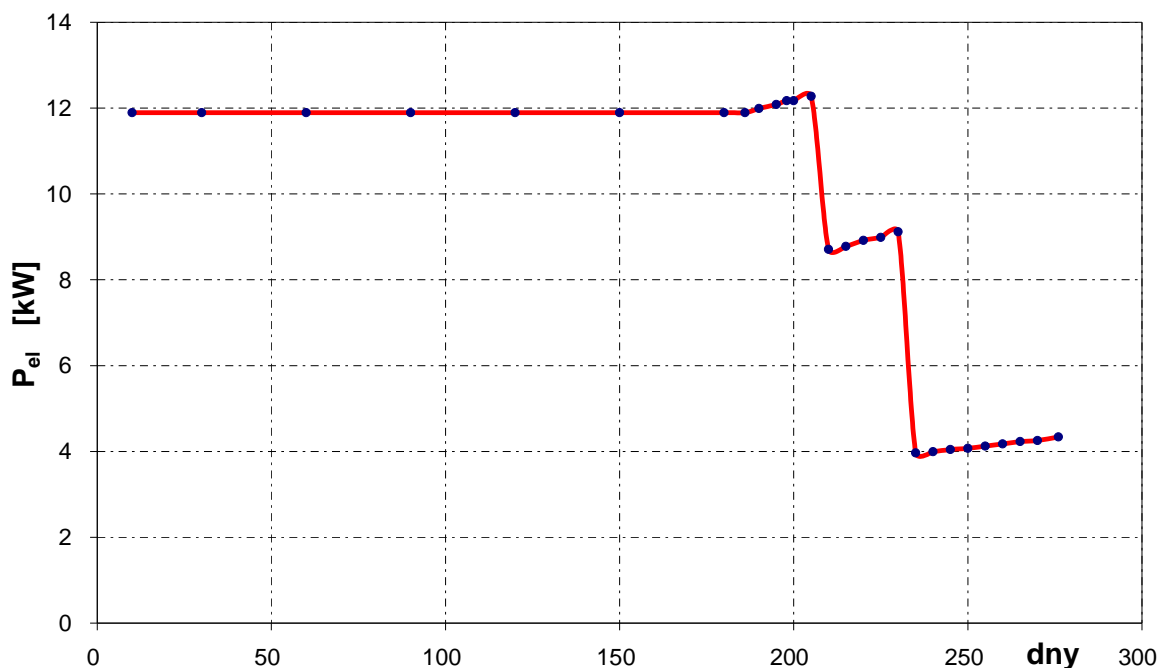
Tab. 10

Výpočet výkonu turbíny VT-2

Tab. 10 Výpočet výkonu turbíny VT-2



ČÁRA TRVÁNÍ VÝKONŮ



Graf 6 Čára trvání výkonů

Výpočet výroby elektrické energie vychází z průběhu čar trvání průtoků a spádů.

Výpočet výkonů turbin byl proveden na základě rovnice [1]: $P_T = g \cdot Q_T \cdot H_n \cdot \eta_T$ [kW]

kde: P výkon turbiny [kW] Q_T průtok turbinou [m^3/s]

H_n čistý spád [m] η_T účinnost turbiny [%]

Modelová účinnost turbiny η_m stanovená pomocí turbiny hydraulicky podobné neodpovídá skutečné účinnosti turbiny řešené, neboť se účinnost mění jak se změnou rozměrů stroje, tak i se změnou spádu. K přepočtu účinnosti jsem použil Huttonův vztah [3], který se používá

především pro Kaplanovy turbiny. $\eta_H = 1 - (1 - \eta_m) \cdot \left[1 + \left(\frac{D_m \cdot (H_m)^{1/2}}{D_s \cdot (H_s)^{1/2}} \right)^{1/5} \right]$

Výpočet výkonů na prahu elektrárny jsem vypočítal dle rovnice:

$P_{el} = P_T \cdot \eta_H \cdot \eta_g$ [kW] η_g je průměrná účinnost elektromotoru (94,5%)

Rozdílnost čistých spádů (H_n) ve výpočtech mezi VT-1 a VT-2 je dána rozdílnými místními ztrátami obou soustrojí, které byly odečteny od spádu hrubého (H_b).

Při výpočtech celkové roční výroby elektrické energie E_c jsem počítal s celodenním provozem elektrárny. Nutné odstávky soustrojí pro údržbu a revize budou probíhat v málovodném období, kdy průtok neumožní provozovat některou z turbin.

10.8 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

10.8.1 Hřídel

Hřídel turbíny je namáhán v první řadě kroucením, způsobeným hnacím momentem turbíny. Maximální hodnota tohoto momentu může být při zabrzděném oběžném kole přibližně dvojnásobek hodnoty při normálních otáčkách.

Dovolené namáhání bereme blízké, v mezích 15 až 40 MPa, se zřetelem k tomu, že záběrový moment je asi dvojnásobný. Moment má nulovou hodnotu při průběžných otáčkách, při nulových otáčkách má tento tzv. záběrný moment dvojnásobnou hodnotu než je hodnota normální [1]. Vírová turbína má pro daný výkon vyšší provozní otáčky a vyšší průběžné otáčky než Kaplanova. Hřídel bude řešena se součinitelem bezpečnosti pro přenos kroutícího momentu $k_s=2$.

Materiál hřídele : ocel ČSN 417 240.0 – válcováno za tepla

mez pevnosti $R_m = 550 \text{ MPa}$, mez kluzu $R_e = 220 \text{ MPa}$, mez únavy $\sigma_c = 240 \text{ MPa}$

Dovolené napětí v krutu hřídele $\tau_{Dk} = 30 \text{ MPa}$

Pro plný hřídel platí: $\tau_{\max} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_h^3} \quad [10]$

Podmínka pevnosti v krutu, Průřezový modul hřídele v krutu, Kroutící moment

$$\tau_{k,\max} = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk} \quad W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad [m^4] \quad M_k = \frac{P_T}{\omega} = \frac{P_T}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad [N \cdot m]$$

Hřídel pro turbínu VT-1

Přenášený výkon $P_{T1} = 11 \text{ kW}$ Bezpečnostní součinitel $k_s = 2$
 Otáčky $n_{T1} = 750 \text{ min}^{-1} (12,50 \text{ s}^{-1})$

z toho plyne: $d_h \geq \sqrt[3]{\frac{k_s \cdot 8 \cdot P_T}{\pi^2 \cdot n \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 8 \cdot 11 \cdot 10^3}{\pi^2 \cdot 12,5 \cdot 30 \cdot 10^6}} \quad \underline{d_h \geq 36,23 \text{ mm}}$

Hřídel pro turbínu VT-2

Přenášený výkon $P_{T2} = 4,6 \text{ kW}$ Bezpečnostní součinitel $k_s = 2$
 Otáčky $n_{T2} = 1000 \text{ min}^{-1} (16,67 \text{ s}^{-1})$

z toho plyne: $d_h \geq \sqrt[3]{\frac{k_s \cdot 8 \cdot P_{T2}}{\pi^2 \cdot n_{T2} \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 8 \cdot 4,6 \cdot 10^3}{\pi^2 \cdot 16,67 \cdot 30 \cdot 10^6}} \quad \underline{d_h \geq 24,61 \text{ mm}}$

Pro přenos kroutícího momentu bude provozně spolehlivá plná ocelová hřídel pro VT-1 o průměru $d_h = 40 \text{ mm}$ a pro VT-2 o průměru $d_h = 30 \text{ mm}$ s mírou bezpečnosti proti cyklickému namáhání $k_s = 2$. Namáhání hřídele v tahu axiálními silami je zanedbatelné, nepočítá se.

10.8.2 Dimenzování pera

Pero bude sloužit k přenosu kroutícího momentu mezi hřídelem a nábojem oběžného kola. Pero bude vsazené do drážky na hřídeli a náboji. Bude použito těsné pero se zaoblenými konci. Materiálem bude ocel 11 600. Náboj se nasune na pero.

Při rozměrovém návrhu spojení perem se vychází z ČSN 02 2507 – Přiřazení per k hřídelům, která v závislosti na průměru hřídele určuje šířku a výšku pera a stanoví hloubku drážek v hřídeli a náboji [11]. Pro průměr hřídele (mm) 38-44 je vhodné pero šířky $b=12$ a výšky $h=8$ s hloubkou drážky v hřídeli $t_h = 4,9$ a s hloubkou drážky v náboji $t_1 = 3,1$, poloměr zaoblení $R = 0,6$. Pro průměr hřídele 22-30 použijí pero šířky $b=8$ a výšky $h=7$ s hloubkou drážky v hřídeli $t_h = 4,1$ a s hloubkou drážky v náboji $t_1=2,9$, poloměr zaoblení $R=0,4$.

Při výpočtu se vychází z předpokladu, že kroutící moment se přenáší jen bočními plochami pera a drážek. [9]

Dovolený dotykový tlak je pro neposuvný litinový náboj $p_D=80 \text{ MPa}$

Výpočet maximálního kroutícího namáhání v místě drážky pro pero $\tau_{k \max} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot (d_h - t_h)^3}$,

kde d_h je průměr hřídele a t_h je hloubka drážky pro pero.

$$\tau_{k \max} = \frac{16 \cdot k_s \cdot M_k}{\pi \cdot (d_h - t_h)^3} \quad \text{Bezpečnostní součinitel } k_s = 2, \text{ z toho plyne } \tau_{k \max} = \frac{8 \cdot k_s \cdot P_T}{\pi^2 \cdot n_T \cdot (d_h - t_h)^3}$$

Výpočet pro VT-1:

Pero 12 e7 x 8 x 60 ČSN 02 2562

$$\tau_{k \max} = \frac{8 \cdot 2 \cdot 11 \cdot 10^3}{\pi^2 \cdot 12,5 \cdot (0,04 - 0,0049)^3}$$

$$\tau_{k \max} = 33,0 \text{ MPa}$$

Výpočet pro VT-2:

Pero 8 e7 x 7 x 60 ČSN 02 2562

$$\tau_{k \max} = \frac{8 \cdot 2 \cdot 4,6 \cdot 10^3}{\pi^2 \cdot 16,67 \cdot (0,03 - 0,0041)^3}$$

$$\tau_{k \max} = 25,8 \text{ MPa}$$

Pro střední dotykový tlak platí:

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{h \cdot d_h \cdot l_p} \leq p_D.$$

Odvozením rovnice získáme:

$$p = \frac{2 \cdot k_s \cdot P_T}{\pi \cdot n \cdot h \cdot d_h \cdot l_p} \leq p_D, \text{ s koef. bezpečnosti } k_s=2.$$

Minimální délka pera je:

$$\frac{2 \cdot k_s \cdot P_T}{\pi \cdot n \cdot h \cdot d_h \cdot p_D} \leq l_p$$

Výpočet pro VT-1:

Pero 12 e7 x 8 x 60 ČSN 02 2562

$$\frac{4 \cdot 11 \cdot 10^3}{\pi \cdot 12,5 \cdot 0,008 \cdot 0,04 \cdot 120 \cdot 10^6} \leq l$$

$$l_p \geq 29,2 \text{ mm}, \text{ návrh } l_p = 60 \text{ mm}$$

Výpočet pro VT-2:

Pero 8 e7 x 7 x 60 ČSN 02 2562

$$\frac{4 \cdot 4,6 \cdot 10^3}{\pi \cdot 16,67 \cdot 0,007 \cdot 0,03 \cdot 120 \cdot 10^6} \leq l$$

$$l_p \geq 13,9 \text{ mm}, \text{ návrh } l_p = 60 \text{ mm}$$

Uvedené výpočty předpokládají, že boky per a drážek přenášejí kroutící moment rovnoměrně celou délkou pera a že dotykový tlak je po celé délce boku stejný.

Kontrola na otláčení hřídel - pero

Kromě otláčení je pero namáháno smykem silou:

$$F_k = \frac{2 \cdot M_k}{(d_h - t_h)}, \quad \text{pro } k_s=2: \quad F_k = \frac{k_s \cdot P_T}{\pi \cdot n \cdot (d_h - t_h)} [N]$$

Tlakové zatížení spoje:

$$p_h = \frac{F_k}{l_p \cdot t_h} [Pa]$$

Výpočet pro VT-1:

$$F_k = \frac{2 \cdot 11 \cdot 10^3}{\pi \cdot 12,5 \cdot (0,04 - 0,0049)}$$

$$\underline{F_k = 15,96 \text{ kN}}$$

$$p_h = \frac{15960}{(0,06 \cdot 0,0049)} = 54,3 \text{ MPa}$$

$$\underline{p_h = 54,3 \text{ MPa} \leq p_d \dots \text{vyhovuje}}$$

Výpočet pro VT-2:

$$F_k = \frac{2 \cdot 4,6 \cdot 10^3}{\pi \cdot 16,67 \cdot (0,03 - 0,0041)}$$

$$\underline{F_k = 6,78 \text{ kN}}$$

$$p_h = \frac{6780}{(0,06 \cdot 0,0041)} = 27,6 \text{ kPa}$$

$$\underline{p_h = 27,6 \text{ MPa} \leq p_d \dots \text{vyhovuje}}$$

Kontrola na otláčení pero – náboj

$$F_k = \frac{2 \cdot M_k}{(d_h + t_1)}, \text{ pro } k_s=2: F_k = \frac{k_s \cdot P_T}{\pi \cdot n \cdot (d_h + t_1)} \text{ [N]} \quad p_h = \frac{F_k}{(l_p \cdot t_1)} \text{ [Pa]}$$

Výpočet pro VT-1:

$$F_k = \frac{2 \cdot 11 \cdot 10^3}{\pi \cdot 12,5 \cdot (0,04 + 0,0031)}$$

$$\underline{F_k = 13,00 \text{ kN}}$$

$$p_h = \frac{13000}{(0,06 \cdot 0,0031)} = 69,9 \text{ MPa}$$

$$\underline{p_h = 69,9 \text{ MPa} \leq p_d \dots \text{vyhovuje}}$$

Výpočet pro VT-2:

$$F_k = \frac{2 \cdot 4,6 \cdot 10^3}{\pi \cdot 16,67 \cdot (0,03 + 0,0029)}$$

$$\underline{F_k = 5,34 \text{ kN}}$$

$$p_h = \frac{5340}{(0,06 \cdot 0,0029)} = 30,7 \text{ kPa}$$

$$\underline{p_h = 30,7 \text{ MPa} \leq p_d \dots \text{vyhovuje}}$$

10.8.3 Ložiska

Vertikální hřídel přenášející kroutící moment z oběžného kola na generátor (nebo naopak), bude zavěšen pomocí závěsného axiálního soudečkového ložiska, které bude umístěno pod víkem turbíny (kusovník - položka č. 8) a mazané olejem přes mazací hlavici KM6. Axiální soudečkové ložisko bylo zvoleno pro jeho velkou únosnost. Ložiska mají velký stykový úhel a kulová oběžná dráha kroužku uloženého v tělese umožňuje vyrovnávat nezbytné výrobní a montážní nepřesnosti. Vodící ložisko OK bude kluzné. Konstrukčně je třeba účinně zabránit pronikání vody a nečistot do ložisek.

Výpočet hydraulického zatížení oběžného kola

$$\text{Síla působící na oběžnou lopatku, hydraulický tah } F_H = \frac{\pi \cdot (D_T^2 - d_{\text{náboj}}^2) \cdot H_{\text{max}} \cdot \rho \cdot g}{4 \cdot z_L} \text{ [N]},$$

velikost průměru náboje odpovídá 25% velikosti průměru oběžného kola.

Výpočet pro VT-1:

$$F_H = \frac{\pi \cdot (0,375^2 - 0,09375^2) \cdot 3,0 \cdot 1000 \cdot 9,81}{4 \cdot 2}$$

$$\underline{F_H = 1524 \text{ N}}$$

Výpočet pro VT-2:

$$F_H = \frac{\pi \cdot (0,245^2 - 0,06125^2) \cdot 3,0 \cdot 1000 \cdot 9,81}{4 \cdot 2}$$

$$\underline{F_H = 650 \text{ N}}$$

Ekvivalentní dynamického zatížení ložisek

Na valivé ložisko působí zpravidla proměnné síly různého směru, někdy i při různých otáčkách a po různou dobu. Musíme proto přepočíst všechny síly působící na myšlené, neproměnné zatížení, které vyhovuje podmínkám platným pro základní dynamickou únosnost

a má stejný vliv na trvanlivost ložiska jako skutečné zatížení. Toto přepočtené, myšlené konstantní radiální, respektive axiální zatížení, nazýváme ekvivalentní dynamické zatížení. [33]

Působí-li na radiální ložisko současně radiální a axiální zatížení konstantní velikosti a směru, platí pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení rovnice $P_D = X \cdot F_{rad} + Y \cdot F_{ax}$ [N]

kde je: P_D ekvivalentní dynamické zatížení (N)

F_{ax} axiální složka zatížení ložiska (N) X - radiální součinitel ($X=0$)

F_{rad} radiální složka zatížení ložiska (N) Y - axiální součinitel ($Y=2,7$)

Součinitel X a Y jednotlivých typů a velikostí ložisek jsou rozdílné a jsou uvedeny v rozměrových tabulkách ložisek.

f_k - součinitel přídavných sil vznikajících vlivem nepřesností. $f_k = 1,1$

f_d - součinitel přídavných sil, které vznikají působením stroje. $f_d = 1,2$

$$P_D = f_k \cdot f_d \cdot (X \cdot F_{rad} + Y \cdot F_{ax}) \text{ [N]}$$

Axiální zatížení působí na dvě lopatky OK $F_{ax} = 2 \cdot F_H$

Výpočet pro VT-1:

$$P_D = 1,1 \cdot 1,2 \cdot (2,7 \cdot 2 \cdot 1524)$$

$$P_D = 10\,863 \text{ N}$$

Navržené ložisko 22309 EW 33 MH

únosnost dynamická 159,0 kN

únosnost statická 182,0 kN

axiálnímu zatížení vyhovuje únosnost ložiska

Výpočet pro VT-2:

$$P_D = 1,1 \cdot 1,2 \cdot (2,7 \cdot 2 \cdot 650)$$

$$P_D = 4\,633 \text{ N}$$

Navržené ložisko 22207 EW 33 J

únosnost dynamická 80,7 kN

únosnost statická 92,0 kN

axiálnímu zatížení vyhovuje únosnost ložiska

Výpočet trvanlivosti ložisek

$$L_h = \left(\frac{C}{P_D} \right)^p \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_T} \right) \quad \text{z toho} \quad C = P_D \cdot \sqrt[p]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n_T}{10^6}}$$

kde je L_h základní trvanlivost [h],

C základní dynamická únosnost [N],

P_D ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [N],

L_{na} modifikovaná základní trvanlivost [h],

p mocnitel: pro soudečková ložiska $p = 10/3$.

V některých případech je však vhodné uvažovat další činitele ovlivňující trvanlivost ložisek. Roku 1977 ISO zavedla modifikovanou rovnici pro výpočet trvanlivosti, která má následující tvar[33]:

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_h \quad \text{kde je} \quad \begin{array}{ll} a_1 & \text{součinitel spolehlivosti} \\ a_2 & \text{součinitel materiálu} \\ a_3 & \text{součinitel provozních podmínek} \end{array} \quad \begin{array}{ll} a_1 = 0,62 \text{ (95\%)} \\ a_2 = 1 \\ a_3 = 1 \end{array}$$

$$\text{Výsledný tvar vzorce bude } C = P_D \cdot \sqrt[p]{\frac{L_{na} \cdot 60 \cdot n_T}{a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot 10^6}}$$

Náhradní trvanlivost L_{na} jsem zvolil 50 000 h, potom:

Výpočet pro VT-1:

$$C = 10863 \cdot \sqrt[3,33]{\frac{50000 \cdot 60 \cdot 750}{0,62 \cdot 10^6}}$$

$$C = 127\,024\,N$$

životnost ložiska vyhovuje požadované trvanlivosti

Výpočet pro VT-2:

$$C = 4633 \cdot \sqrt[3,33]{\frac{50000 \cdot 60 \cdot 1000}{0,62 \cdot 10^6}}$$

$$C = 59\,058\,N$$

životnost ložiska vyhovuje požadované trvanlivosti

11 ELEKTROTECHNICKÁ ČÁST MVE

Turbina bude spojena s asynchronním elektromotorem pro otáčky 1000 ot/min u VT-2 a pro otáčky 750 ot/min u VT-1. Z běžně na trhu dostupných elektromotorů přichází v úvahu přírubové elektromotory např. Siemens, apod. Případně elektromotory, které odpovídají dříve vyráběným typům pod označením VF 180L08 pro 11 kW a pro 750 ot/min a elektromotor typu VF 160M05 pro 5,5 kW a 1000 ot/min.

Soustrojí s násoskou musí být připojené na rozvod nízkého napětí 3 x 380/220 V. Do provozu se uvede spuštěním asynchronního elektromotoru. Při zapnutí motoru bude turbina pracovat jako čerpadlo a po naplnění násosky vodou bude chod stroje přepnut na turbinový provoz v němž elektromotor pracuje jako generátor.

Je uvažováno použití generátorů se statorovým napětím 400V. Základní částí MVE proto bude nízkonapěťový rozvaděč s vývody na příslušný generátor (elektromotor). Generátorové vývody budou vystrojeny jističem příslušné velikosti a zkratové odolnosti a stykačem, který zajistí odepnutí generátoru.

Dále budou součástí generátorového rozvaděče nezbytné elektrické ochrany, měřicí a kontrolní obvody. Ze společných přípojníc generátorového rozvaděče pak bude přes hlavní jistič vyveden výkon. Z přípojníc generátorového rozvaděče pak bude rovněž napájena vlastní spotřeba elektrárny.

Součástí řídicího systému může být i možnost dálkové komunikace jak pomocí GSM, tak případně pomocí radiové komunikace nebo prostřednictvím internetu.

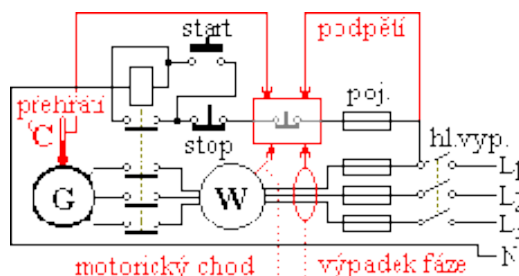
11.1 PROVOZOVÁNÍ GENERÁTORU

Násoska je před spuštěním generátoru zavzdušněná. Generátor se připojí k síti. Začne pracovat jako elektromotor a dosáhne asynchronních otáček. Tím pohání turbínu, která pracuje v kvazi čerpadlovém režimu. Po zaplnění násosky vodou, dojde k hermetickému propojení hladin a proudění vody oběžným kolem. Turbina začne zrychlovat generátor. V okamžiku roztočení elektromotoru na nadsynchronní otáčky, začne soustrojí dodávat energii do elektrorozvodné sítě. Vlivem mechanického zatížení turbíny se generátor ustálí na konstantních otáčkách 750 ot/s (resp. 1000 ot/s). Optimální účinnosti generátoru bude dosaženo při ustálení otáček turbíny na jmenovitých otáčkách generátoru.

Před zavzdušněním násosky při zastavování stroje se generátor nejprve odpojí od sítě. Musí být však každopádně zabráněno obsluze připojit generátor omylem k síti, běží-li vodní motor naprázdno vysokými otáčkami. Elektromotor ve funkci asynchronního generátoru může dodávat proud pouze do třífázové elektrorozvodné sítě.

11.2 SCHÉMA ZAPOJENÍ MVE ELEKTRO

Není-li vyžadována žádná automatizace a bude-li vodní motor obsluhován ručně, je připojení asynchronního generátoru k síti následující [30]:



Obr. 5 Schéma elektrozapojení [30]

Motor ve funkci asynchronního generátoru „G“ má jednotlivé fáze „L1“, „L2“, „L3“, připojeny k síti tak, aby otáčel turbinou (při spouštění) v témže smyslu, v jakém se ona sama otáčí. Červeně jsou označeny případné ochranné obvody, chránící generátor před přetížením a dalšími nežádoucími stavy. Wattmetr „W“ případně elektroměr ukazuje dodávku. Stykač s přídrží zajišťuje trvalé odpojení generátoru od sítě při jejím výpadku. Při výpadku elektřiny by mělo dojít také k odstavení vodního motoru. [30]

Elektrické zařízení musí být provedeno v souladu s platnými normami a předpisy. Elektrické zařízení lze uvést do trvalého provozu až na základě pozitivního výsledku provedené revize způsobilou osobou – revizním technikem.

12 POŽADAVKY NA MATERIÁL

12.1 VÝBĚR MATERIÁLU

Materiál se volí podle podmínek jeho použití a zátěže tak, aby byla zajištěna dlouhodobá životnost resp. trvanlivost zařízení. Z důvodů zvýšeného zatížení a vyšších nároků na materiál v tomto oboru jsou nátěry vhodné jen v některých podmínkách a kladou zvýšené nároky na trvanlivost.

Bude požadováno použití nerez oceli (minimální kvality CrNi 13.4) pro lopatky a náboj oběžného kola.

Pro kluzné plochy (kluzné ložisko OK) budou vyžadovány bezúdržbové kluzné materiály (např. na bázi teflonu nebo umělých hmot).

12.2 NEREZ OCEL

Pod pojmem "nerez ocel" nebo "ušlechtilá ocel" se rozumí oceli s minimální kvalitou materiálu v souladu s ČSN 417 240.

Při použití nerez oceli není ochrana povrchu požadována. Při styku takovéto konstrukce s materiálem z jiného kovu je třeba zabránit přímému vodivému spojení. Všechny kontaktní plochy se izolují pomocí gumových nebo umělohmotných vložek a příložných kroužků či objímek také z umělé hmoty. Veškeré ulpěné kovové nečistoty se musí z povrchu odstranit. Svary se musí provádět v ochranné atmosféře.

12.3 OCHRANA PŘED KOROZÍ

Pro antikorozi ochranu musí být dodrženy veškeré předpisy výrobce resp. dodavatele pro jednotlivé nátěrové systémy. Všechny stroje a části vybavení musí být opatřeny nátěry. Dodavatel MVE musí navrhnout nátěrový systém.

D. ZÁVĚR – TECHNICKÝ POPIS

V rámci této práce jsou navrženy parametry dvou vírových turbin s hlností 700 l/s a 300 l/s, které budou využívat průtok v Mlýnském náhonu v obci Hovězí v lokalitě Blažkův mlýn, při spádu 3,0 m. Pro tento účel byl v zadání práce zvolen nový hydraulický návrh oběžného kola - dvoulopatková vírová turbina. Jedná se o novou technologii modifikované Kaplanovy turbíny, která dokáže efektivně využívat malé spády s uspokojivou účinností.

V návrhu jsem vycházel z dostupných hydrologických dat zpracovaných ČHMÚ v roce 1970, které byly postupně aktualizovány pro projekt „Oprava Bradovského jezu Hovězí – Vs. Bečva km 29,474“ v lednu 1989. Data N-letých a M-denních průtoků byla poskytnuta p. Valchářem. Geodetické podklady ani zaměření toku, nebyly k dispozici. V hydrotechnických výpočtech byl uvažován podélný sklon náhonu 1,5‰, uvedený v předaných podkladech.

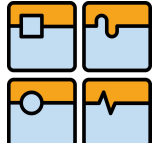
V současné době není zatím zcela jasný typ konstrukce nového vzdouvacího objektu, původní stavba byla před lety zrušena. Vycházel jsem tedy z předpokladu jeho obnovy a stavby malého jezu umožňujícího vzdutí hladiny 130 cm, kterého původní stavba dosahovala. Stavební část MVE nebyla v této práci řešena.

V počátečním návrhu jsem řešil energetické využití lokality pomocí jednoho stroje a později dvou stejných strojů, což se jevílo jako příznivé z hlediska požadavku výroby identických soustrojí a pořízování náhradních dílů, univerzálních pro kterýkoliv ze strojů. Na základě požadavku pana Valcháře, který je vlastníkem náhonu (resp. jeho části) a bude investorem díla, byla zvolena dvě soustrojí s turbinami o různé hlnosti. Proto, aby bylo umožněno získávání elektrické energie i v období nižších průtoků, tedy v době kdy asanační (minimální) průtok v Bečvě neumožňuje odebírat vodu náhonem v jeho maximální kapacitě 1,11 m³/s (viz. graf 3), byly zvoleny dvě turbíny s velikostí oběžných kol 375 mm a 245 mm. Tímto opatřením bude možno získávat elektrickou energii cca 276 dnů v roce. Současně budou obě soustrojí pracovat při průtoku náhonem 1,00 m³/s a vyšším po dobu cca 198 dnů v roce. Jestliže průtok turbinami poklesne pod 1,00 m³/s, bude v chodu jen turbína VT-1 s hlností 700 l/s, po dobu cca 32 dnů v roce. V případě průtoku menším než 700 l/s, bude v provozu jen turbína VT-2 s hlností 300 l/s, po dobu cca 46 dnů v roce. Pokud bude průtok náhonem nižší než 300 l/s, nebude tento průtok využitý k výrobě elektrické energie.

Při řešení oběžného kola jsem použil pracovní charakteristiku dvoulopatkové vírové turbíny 2-VT-200 [Q₁₁, n₁₁, η_h] v turbinovém provozu s oběžným kolem o průměru D_M Ø200 mm a s 25% nábojem umístěným ve válcové komoře. Modelová turbína byla měřena v násoskovém uspořádání. Hydraulické definování tvaru lopatky oběžného kola bylo provedeno pomocí software FLUENT na katedře fluidního inženýrství VUT, která je vlastníkem těchto dat. Zapůjčená data, ve formě souřadnic bodů, definujících tvar zborcené šroubové plochy lopatky a tvar náboje OK, jsem počítačově transformoval na parametry turbin řešených v této práci. Výstupem je zpracovaná vizualizace lopatky a náboje OK a výkresové přílohy „VT-1-07“ a „VT-2-08“ s uvedením základních rozměrů. Podrobné údaje definující přesný hydraulický tvar lopatek a graf pracovní charakteristiky modelové turbíny 2-VT-200 nemohou být v této práci zveřejněny, jsou autorským vlastnictvím pracovníků katedry fluidního inženýrství VUT v Brně.

Celková roční výroba elektrické energie byla stanovena součtem využívané části hydroenergetického potenciálu toku v průběhu roku. Výpočet výroby elektrické energie vychází z průběhu čar trvání průtoků a spádů. Celková roční výroba elektrické energie, při provozu obou soustrojí, bude 68 534 kWh/rok.

Přestože obě navržená soustrojí nejsou geometricky identická, ale ocelová konstrukce je u obou soustrojí VT-1 a VT-2 geometricky a konstrukčně podobná, je proveden popis pouze

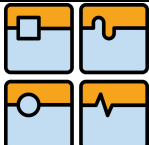
| | | |
|--|--|---------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 56 |
| | DIPLOMOVÁ PRÁCE | |

pro soustrojí VT-1, s výjimkou uvedených rozměrů platí tento popis i pro soustrojí VT-2. Hydraulický obvod násosky představuje prostorovou tvarovanou potrubní konstrukci sestavenou z pěti částí: 1) Vertikální vtokové části ve tvaru zvonu modelovaného podle zásad Lískovce, se vstupním profilem 512 mm, zužujícím se na průměr pouzdra oběžného kola $\varnothing 375$ mm. 2) K vtokovému kusu je přes příruby napojeno pouzdro oběžného kola. 3) S pouzdem je přírubami spojen ocelový svařenec sestavený z kolena a přímého kusu. Koleno za turbínou je navrženo ze sedmi svařených částí z potrubí. Mezilehlé části kolena musí být ztuženy podélnými žebry. Vstupní a výstupní profil kolena je 375/280 mm, pozvolným zúžením kolena bude omezen vznik nežádoucího vířivého proudění za kolenem. Navazující přivařená horizontální přímá část (DN280/415), bude kotvena na přelivnou hranu vzdouvacího objektu. A to prostřednictvím ocelového rámu přivařeného ke spodní části horizontálního kusu násosky nad přelivnou hranou. Ocelová konstrukce násosky, bude přes přivařený rám uchycena na korunu jezu pomocí kotevních ocelových desek s přivařenými šrouby (nebo nařezanými závitovými tyčemi). Kotevní desky 150x350 mm, budou pevně zabudovány do tělesa jezu. 4) Za horizontálním dílem je přes příruby připojeno koleno (DN 415/350) z pěti svařených částí z potrubí. Mezilehlé části kolena musí být ztuženy podélnými žebry. 5) Sací potrubí je tvaru komolého kužele (DN350/920), délky 4,0 m. S kolenem je spojeno pomocí přírub šroubovými spoji.

Stabilitu savky zajišťuje ztužující prstenec s podélnými žebry, přivařený na oválnou nosnou přírubu s opěrou po obvodu savky v její dolní polovině a oválná příruba s opěrou na styku kolena a ústí savky. Těleso savky v její dolní rozšiřující části podepírají dvě ocelové konzoly (konzola-2xU160) vetknuté do vzdušného líce tělesa jezu, konce konzol jsou uloženy na příčném nosníku (2xU200). Délka příčného nosníku, uloženého napříč toku, bude záviset na stavební šířce vývaru. Konce uložení příčného nosníku budou oboustranně zabetonovány do nábrežních zdí. V okamžiku, kdy budou známy rozměry stavebních objektů (vývažiště, vzdouvací objekt, atd.), bude nezbytné provést statický výpočet těchto nosných konstrukcí a na základě jejich výsledků bude potvrzeno či upřesněno stávající řešení. Podobně to platí pro ocelovou nosnou konstrukci umístěnou před přelivnou hranou. Statické zajištění savky v její horní části je provedeno svařenými podpěrami z nosníků U160. Podpěry budou přivařeny na podélné ocelové prvky (L-profil, U-profil), přišroubované na vzdušný líc vzdouvacího objektu, (přišroubování na závity ocelových kotev). Při návrhu rozmístění ocelových nosných prvků byly zohledněny montážní a prostorové možnosti. Díly násosky se zhotoví z ocelového plechu pro svařované potrubí tl. 6 mm, komora OK z ocelového plechu tl. 8 mm, dle ČSN 411373. Přírubové spojení bude utěsněno pryžovým těsněním. Výkresy sestavení VT-1 jsou přílohami této práce.

Výkres sestavy byl zpracován na základě dostupných dat, která před vypracováním projektové dokumentace pro realizaci stavby a její provozní objekty budou muset být zpřesněna. Z toho vyplývá, že některé parametry navrženého soustrojí MVE, se v dalších stupních projektové dokumentace mohou změnit v důsledku upřesnění a doplnění stávajících podkladů.

Soustrojí s násoskou bude připojené na rozvod nízkého napětí 3 x 380/220 V. Do provozu se uvede spuštěním asynchronního elektromotoru. Při zapnutí motoru bude turbina pracovat jako čerpadlo a po naplnění násosky vodou bude chod stroje přepnut na turbinový provoz, v němž elektromotor pracuje jako generátor. Vlivem mechanického zatížení turbíny se generátor ustálí na konstantních otáčkách 750 ot/s (resp. 1000 ot/s). Optimální účinnosti generátoru bude dosaženo při ustálení otáček turbíny na jmenovitých otáčkách generátoru. Spojení hřídelů turbíny a elektromotoru se provede pružnou hřídelovou spojkou, která dokáže tlumit kmity a kompenzovat případné chyby sousostí. Zastavení stroje se provede zavzdušněním

| | | |
|--|--|---------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 57 |
| | DIPLOMOVÁ PRÁCE | |

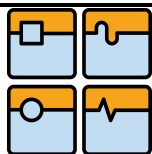
soustrojí pomocí kulového uzávěru DN100.

V rámci této práce byly provedeny základní pevnostní výpočty a návrhy hřídelů, per a ložisek.

Hloubka zanoření vstupu vody do násosek VT-1 a VT-2 musí být alespoň 50 cm pod hladinou, jinak se do ní bude strhávat vzduch v podobě nálevkovitého víru, který výrazně sníží výkon i účinnost turbíny.

Vírová turbína představuje ekonomicky výhodnou technologii. Je konstrukčně jednoduchá, nepotřebuje drahý rozvaděč, může být spojena s generátorem bez převodovky a současně dosahuje uspokojivé účinnosti. Samotné násoskové uspořádání neklade tak velké investiční nároky na realizaci MVE v porovnání s přímoproudým uspořádáním (zde jsou velké nároky na vybudování složité strojovny, spodní stavby elektrárny, zakládání, apod.). Násoskové uspořádání rovněž umožňuje poměrně jednoduchou instalaci i demontáž.

Tato diplomová práce nemůže nahrazovat žádnou projektovou dokumentaci. Může být pouze použita jako podklad k jejímu vyhotovení.



E. SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr. 1 Schéma vírové přímoproudé turbíny
Obr. 2 Snímek z Evidence vodních toků
Obr. 3 Strofoida
Obr. 4 Schéma soustrojí vírové turbíny VT-1 v násoskovém uspořádání
Obr. 5 Schéma elektrozapojení

F. SEZNAM TABULEK

- Tab. 1 M-denní průtoky v profilu km 29,475 (Bradovský jez)
Tab. 2 N-leté průtoky v profilu km 29,475 (Bradovský jez)
Tab. 3 N-leté průtoky z vlastního povodí náhonu
Tab. 4 Posouzení kapacity odpadního koryta
Tab. 5 Výpočet ztráty na česlích
Tab. 6 Výpočet ztrát vtokových a vlivem pozvolného zúžení profilu
Tab. 7 Výpočet ztrát na výtoku ze savky vlivem kónického rozšíření savky
Tab. 8 Celková roční výroba elektrické energie
Tab. 9 Výpočet výkonu turbíny VT-1
Tab. 10 Výpočet výkonu turbíny VT-2

G. SEZNAM GRAFŮ

- Graf 1 Konzumční křivka odpadního koryta
Graf 2 Čára překročení průměrných denních průtoků
Graf 3 Čára trvání průměrných denních průtoků využitelných MVE
Graf 4 Čára trvání spádů
Graf 5 Geometrický tvar vtoku VT-1 v řezu (mm)
Graf 6 Čára trvání výkonů

H. SEZNAM GRAFICKÝCH PŘÍLOH

- Příloha č.1 Zákres do základní vodohospodářské mapy 1:50 000
Příloha č.2 Charakteristika modelové vírové turbíny 2-VT-194
Příloha č.3 Q – H diagram – orientační oblast použití turbin

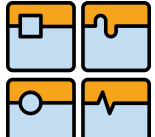
I. SEZNAM VÝKRESŮ

- VT-1-01/06 Výkres sestavení M 1:10 (formát A0)
VT-1-02/06 Výkres sestavení M 1:10 (formát A2)
VT-1-03/06 Seznam položek list 1 (formát A4)
VT-1-04/06 Seznam položek list 2 (formát A4)
VT-1-05/06 Seznam položek list 3 (formát A4)
VT-1-06/06 Seznam položek list 4 (formát A4)
VT-1-07 Oběžné kolo VT-1 M 1:2 (formát A3)
VT-2-08 Oběžné kolo VT-2 M 1:2 (formát A3)

J. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

Literatura:

- [1] Nechleba, M. (1962); Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství, SNTL Praha, 672 s.
[2] Nechleba, M. - Druckmüller, M (1990); Vodní turbíny I, VUT Brno, 114 s.
[3] Gabriel, P. - Čihák, F. - Kalandra, P. (1998); Malé vodní elektrárny, ČVUT Praha, 321 s.
[4] Melichar, J. (1998); Malé vodní elektrárny, konstrukce a provoz, ČVUT Praha, 299 s.
[5] Patočka, C. (1978); Hydraulika II, ČVUT Praha, 224 s.

| | | |
|--|--|---------|
|  | Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky | Str. 59 |
| | DIPLOMOVÁ PRÁCE | |

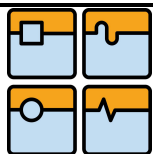
- [6] Melichar, J. – Bláha, J. – Brada, K. (2002); Hydraulické stroje, konstrukce a provoz, ČVUT Praha, 378 s.
- [7] Výbora, P. (1988); Navrhování úprav toků, VUT Brno, 66 s.
- [8] Výbora, P. (1985); Úpravy toků, VUT Brno, 117 s.
- [9] Boháček, F. (1992); Části a mechanismy strojů I, Zásady konstruování spoje I, VUT Brno, 315 s
- [10] Kolář, D. (1991); Části a mechanismy strojů, Konstrukční cvičení I, VUT Brno, 236 s.
- [11] Svoboda, P. (1995); Základy strojnictví a konstruování, Výběr z norem pro konstrukční cvičení, VUT Brno, 220 s.
- [12] Svoboda, P. (1996); Základy konstruování, VUT Brno, 183 s.
- [13] ČSN 73 6881 (1985); Malé vodní elektrárny, Základní požadavky.
- [14] Skalický, P. (2007); Manipulační řád, Technický posudek pro objednatele.
- [15] Haluza, M. (2004); Vývoj vírové turbíny, zkrácená verze habilitační práce, VUT Brno, 34 s.
- [16] Fleischner, P. - Nechleba, M. (1976); Hydromechanika lopatkových strojů, SNTL Praha 254 s.
- [17] Říha, J. – Dráb, A. (2006); Hydrotechnické stavby II, VUT Brno, 103 s.

Odborné studie, sborníky a časopisové články:

- [18] Maukš, I. (4/2004); „Vírová turbína je příslibem pro využití menších vodních toků“, Události na VUT v Brně, VUTIUM Brno, s. 4-5
- [19] Hudec, M. (2008); „Optimalizace vtokových vírů u vírové turbíny“, FSI Junior konference 2008, VUT v Brně, 7 s.
- [20] Šulc, J. (1990); „Poznatky z modelového výzkumu vtokových vírů u vtoků vodních elektráren“, Vodní hospodářství, 1990, roč. 49, č. 3, s. 102-107.
- [21] Bouška, J. - Knížek, P. – Kašpar, J. (2000); Sborník technických řešení MVE, Svaz podnikatelů pro využití energetických zdrojů, Praha, 75 s.
- [22] EkoWatt, kolektiv (2000); Výběr optimálních lokalit obnovitelných zdrojů energie, Praha, 78 s. – www.ekowatt.cz
- [23] EkoWatt, kolektiv (12/2000) Metody hodnocení vhodnosti a výtěžnosti obnovitelných zdrojů energie pro účely energetických bilancí a energetické statistiky a pro účely regionálního územního plánování a energetických generelů, Praha, 132 s. – www.ekowatt.cz
- [24] Haluza, M. – Rudolf, P. (2004); „Vírová turbína v násoskovém uspořádání“, sborník z konference Hydroturbo 2004, Brno
- [25] Šob, F. – Habán, V. (2004); „Experimentální výzkum vírové turbíny“, sborník z konference Hydroturbo 2004, Brno
- [26] kolektiv (2007); Obnovitelné zdroje energie a možnosti jejich uplatnění v ČR, ČEZ a.s., Praha, 183 s. – www.cez.cz
- [27] kolektiv (2008); Stavby a zařízení pro výrobu energie z vybraných obnovitelných zdrojů, metodický pokyn k jejich umisťování, Ministerstvo pro místní rozvoj, 39 s. - <http://www.uur.cz>

Ostatní:

- [28] Evidence vodních toků – <http://i-voda.mze.cz>
- [29] Úřad průmyslového vlastnictví, Patentový spis č. 10767 „Vírová turbína“ – <http://www.upv.cz>
- [30] Vodní turbíny – <http://mve.energetika.cz>
- [31] Hes, S. (2008); Hydroenergetické využití velmi malých spádů v závislosti na ekonomické efektivitě, ČVUT Praha – www.cez.cz
- [32] Hydroprojekt (2007); Studie ochrany před povodněmi na území Zlínského kraje
- [33] Manuál konstruktéra - základní výpočty pro volbu valivých ložisek - <http://www.zkl.cz/czech>



K. FOTODOKUMENTACE



Bradovský jez - Vsetínská Bečva km 29,475



Hrubé česle vtokového objektu náhonu



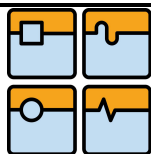
Tabulové hrazení Mlýnského náhonu



Částečně obnovený průtočný profil koryta



Úsek nad úrovní přelivné hrany Blažkova mlýna



DIPLOMOVÁ PRÁCE



Místo dřívější instalace mlýnského kola



Pohled na přelivnou hranu Blažkova mlýna



Stávající koryto pod plánovanou MVE



Revitalizace koryta za odlehčením



Vyčištěné koryto u ČOV Hovězí



Vyčištěné koryto v kempu TJ Sokol Hovězí